



**Universidad Carlos III de Madrid
Escuela Politécnica Superior
Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de
Estructuras**

**PROYECTO FIN DE CARRERA
INGENIERÍA INDUSTRIAL**

**DISEÑO DEL MECANISMO DE ROTACIÓN
DEL ESPEJO M5 DE UN TELESCOPIO
REFLECTOR**

AUTOR: JORGE FERNÁNDEZ GÓMEZ

Tutora de proyecto en la Universidad Carlos III: Inés Iváñez del Pozo

Tutor de proyecto Empresarios Agrupados A.I.E.: Alfredo Orden Martínez

Marzo 2010

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN.....	1-1
1.1	MOTIVACIÓN	1-1
1.2	OBJETIVOS.....	1-2
1.3	CONTENIDOS	1-3
2.	ANTECEDENTES	2-1
2.1	TIPOS DE TELESCOPIOS	2-1
2.1.1	El telescopio refractor.....	2-1
2.1.2	El telescopio reflector	2-3
2.2	EVOLUCIÓN EN EL TAMAÑO DE LOS TELESCOPIOS	2-4
2.2.1	Telescopio Hooker	2-4
2.2.2	Telescopio Hale	2-5
2.2.3	Telescopio BTA-6.....	2-5
2.2.4	Telescopio LBT	2-6
2.2.5	Telescopios Keck 1 y Keck 2	2-7
2.2.6	Telescopio GTC	2-8
2.2.7	Telescopio TMT	2-9
2.3	DESCRIPCIÓN DEL TELESCOPIO E-ELT.....	2-10
2.4	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ÓPTICO DEL TELESCOPIO E-ELT	2-13
2.5	DESCRIPCIÓN DEL ARU	2-18
3.	DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	3-1
3.1	INTRODUCCIÓN	3-1
3.2	DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO DE ROTACIÓN	3-3
3.3	ESPEJO M5.....	3-5
3.4	BOGIE	3-6
3.5	ESTRUCTURA SOPORTE	3-7
3.6	SISTEMA DE GUIADO	3-10
3.6.1	Guías.....	3-12
3.6.2	Patines	3-14

ÍNDICE

3.7	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	3-14
3.7.1	Corona	3-16
3.7.2	Piñón	3-17
3.7.3	Moto-Reductor	3-17
3.7.4	Soporte de la Corona	3-19
3.8	SISTEMA DE FIJACIÓN	3-20
3.8.1	Estructura auxiliar del mecanismo de fijación.	3-24
3.8.2	Mecanismo de fijación.....	3-26
3.9	ROTADOR DE CABLES	3-30
3.9.1	Cadena Portante	3-31
3.9.2	Guía de la Cadena Portante.....	3-33
3.10	SISTEMA DE CONTROL.....	3-36
3.10.1	Esquema de Potencia	3-37
3.10.2	Esquema de Mando	3-38
3.10.3	Finales de Carrera.....	3-41
4.	CÁLCULOS	4-1
4.1	CÁLCULO DE REACCIONES SOBRE EL BOGIE	4-1
4.1.1	Caso de carga N°1	4-3
4.1.2	Caso de carga N°2	4-5
4.2	CÁLCULO DE LA UNIÓN ATORNILLADA ENTRE EL ESPEJO M5 Y EL BOGIE.....	4-9
4.2.1	Introducción al cálculo de uniones atornilladas.	4-10
4.2.2	Cálculo de la unión a esfuerzo de tracción.....	4-12
4.2.3	Cálculo de la unión a esfuerzo de cortadura.	4-12
4.2.4	Cálculo de la unión a esfuerzos combinados.	4-12
4.3	CÁLCULO DE REACCIONES SOBRE LOS PATINES	4-13
4.3.1	Caso de carga N°1	4-14
4.3.2	Caso de carga N°2	4-17
4.4	CÁLCULO DE LA UNIÓN ATORNILLADA ENTRE EL BOGIE Y LOS PATINES	4-19
4.4.1	Cálculo de la unión a esfuerzo de tracción.....	4-19
4.5	COMPROBACIÓN DE LA RESISTENCIA DE LOS PATINES	4-20

ÍNDICE

4.6	DIMENSIONADO DEL MOTO-REDUCTOR.....	4-21
4.6.1	Cálculo de la potencia nominal del Moto-Reductor.....	4-21
4.7	DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE ENGRANAJES	4-23
4.7.1	Dimensionado de la corona y el piñón.	4-23
4.7.2	Cálculo de tensiones en los dientes de los engranajes.....	4-24
4.7.3	Cálculo del tiempo del movimiento de rotación.	4-26
5.	CÁLCULO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS	5-1
5.1	ANÁLISIS ESTÁTICO.....	5-1
5.1.1	Introducción al análisis por MEF	5-1
5.1.2	Tipos de elementos utilizados	5-2
5.1.3	Cálculo de la estructura soporte.....	5-3
6.	EVALUACIÓN DE RESULTADOS	6-1
7.	CONCLUSIONES.....	7-1
8.	BIBLIOGRAFÍA.....	8-1
9.	ANEXOS.....	9-1
9.1.	ANEXO A - Planos.....	9-2
9.1.1	Mecanismo de rotación.....	9-3
9.1.2	Estructura soporte.....	9-4
9.1.3	Espejo M5.....	9-5
9.1.4	Bogie.....	9-6
9.1.5	Guía exterior e interior.....	9-7
9.1.6	Corona dentada.....	9-8
9.1.7	Piñón.....	9-9
9.1.8	Guía de la cadena portante.....	9-10
9.1.9	Sistema de fijación.....	9-11
9.1.10	Bastidor.....	9-12
9.1.11	Brida móvil.....	9-13
9.1.12	Brida fija.....	9-14
9.1.13	Horquilla.....	9-15
9.2.	ANEXO B – Catalogo del sistema de guiado.....	9-16
9.3.	ANEXO C – Catalogo de la cadena portante.....	9-24

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Esquema del telescopio refractor [5].	2-1
Figura 2.2- Observatorio Yerkes [6].	2-2
Figura 2.3- Telescopio Yerkes [6].	2-3
Figura 2.4- Esquema del telescopio reflector [1].	2-3
Figura 2.5- Telescopio Hooker [7].	2-4
Figura 2.6- Telescopio Hale [8].	2-5
Figura 2.7- Telescopio BTA-6 [9].	2-6
Figura 2.8- Telescopio LBT [10].	2-6
Figura 2.9- Telescopio Keck 1 y 2 [11].	2-7
Figura 2.10- Segmentos de espejo en el Telescopio Keck 1 [11].	2-7
Figura 2.11- Telescopio GTC [12].	2-8
Figura 2.12- Telescopio TMT [13].	2-9
Figura 2.13- Estructura principal del E-ELT.	2-10
Figura 2.14- Ejes principales del E-ELT.	2-11
Figura 2.15- Telescopio girado a izquierdas.	2-12
Figura 2.16- Telescopio girado a derechas.	2-12
Figura 2.17- Sistema óptico del E-ELT [1].	2-13
Figura 2.18- Haz de luz incidente sobre el espejo M1.	2-14
Figura 2.19- Haz de luz del espejo M1 al espejo M2.	2-15
Figura 2.20- Haz de luz del espejo M2 al espejo M3.	2-15
Figura 2.21- Haz de luz del espejo M3 al espejo M4.	2-16
Figura 2.22- Haz de luz del espejo M4 al espejo M5.	2-16
Figura 2.23- Haz de luz del espejo M5 a la PFS B.	2-17
Figura 2.24- Haz de luz incidiendo en la estación focal.	2-17
Figura 2.25-Torre ARU (Adaptative Relay Unit).	2-18
Figura 3.1- Localización de las estaciones focales dentro del telescopio	3-1
Figura 3.2- Haz de luz desde el espejo M5 a la PFS A.	3-2
Figura 3.3- Mecanismo de rotación.	3-4
Figura 3.4- Espejo M5 y volumen de diseño.	3-5
Figura 3.5- Plano inclinado del espejo M5.	3-5
Figura 3.6- Placas de anclaje del M5.	3-6
Figura 3.7- Vista general del bogie.	3-7
Figura 3.8- Detalle del bogie.	3-7
Figura 3.9- Estructura soporte del mecanismo de rotación.	3-8
Figura 3.10- Sección de la estructura soporte.	3-8
Figura 3.11- Vista inferior de la estructura soporte.	3-9
Figura 3.12- Estructura del sistema de fijación.	3-9
Figura 3.13- Posición de trabajo del espejo M5.	3-10
Figura 3.14- Rodamiento combinado [17].	3-11
Figura 3.15- Sistema de guiado [14].	3-11
Figura 3.16- Solución adoptada para el sistema de guiado.	3-12

Figura 3.17- Detalle de la sección de la guía [14].	3-13
Figura 3.18- Unión de la guía a la estructura soporte.	3-13
Figura 3.19- Sistema de recirculación de bolas [14].	3-14
Figura 3.20- Sistema de transmisión.	3-15
Figura 3.21- Montaje de la corona sobre el perfil UPN.	3-16
Figura 3.22- Moto-reductor [18].	3-18
Figura 3.23- Dimensiones del moto-reductor [18].	3-18
Figura 3.24- Montaje de la corona sobre el soporte.	3-19
Figura 3.25- Montaje del soporte sobre la estructura.	3-20
Figura 3.26- Mecanismo de posicionamiento y fijación.	3-21
Figura 3.27- Detalle del mecanismo de posicionamiento y fijación.	3-21
Figura 3.28- Maniobra de aproximación.	3-22
Figura 3.29- Detalle de la maniobra de aproximación.	3-23
Figura 3.30- Contacto entre la brida móvil y la fija.	3-24
Figura 3.31- Posición de cierre del sistema de fijación.	3-24
Figura 3.32- Estructura auxiliar del mecanismo de fijación.	3-25
Figura 3.33- Placa de unión de la estructura.	3-25
Figura 3.34- Bastidor del sistema de bloqueo.	3-26
Figura 3.35- Brida móvil del mecanismo de fijación.	3-27
Figura 3.36- Brida fija del mecanismo de fijación.	3-28
Figura 3.37- Horquillas del sistema de fijación.	3-29
Figura 3.38- Actuador lineal del sistema de fijación.	3-29
Figura 3.39- Posiciones de trabajo del M5.	3-30
Figura 3.40- Posiciones de la cadena portante.	3-31
Figura 3.41- Cadena portante [16].	3-31
Figura 3.42- Cadena portante en la posición A del espejo M5.	3-32
Figura 3.43- Cadena portante durante el recorrido.	3-32
Figura 3.44- Cadena portante en la posición B del espejo M5.	3-33
Figura 3.45- Guía de la cadena portante.	3-34
Figura 3.46- Guía de la cadena portante en posición vertical.	3-34
Figura 3.47- Pestaña interior de la guía.	3-35
Figura 3.48- Zona estrecha de la guía.	3-35
Figura 3.49- Esquema conceptual del sistema de control.	3-36
Figura 3.50- Esquema de potencia.	3-37
Figura 3.51- Esquema de mando.	3-38
Figura 3.52- Final de carrera.	3-41
Figura 3.53- Localización del final de carrera.	3-41
Figura 4.1- Cargas y reacciones en los apoyos del espejo M5.	4-1
Figura 4.2- Localización del centro de gravedad del espejo M5.	4-1
Figura 4.3- Inclínación del espejo M5.	4-3
Figura 4.4- Caso de carga N°1.	4-4
Figura 4.5- Líneas de apoyos.	4-4
Figura 4.6- Caso de carga N°2.	4-6
Figura 4.7- Simplificación del caso de carga N°2.	4-6
Figura 4.8- Reacciones en el plano inferior del espejo M5.	4-7
Figura 4.9- Cargas y reacciones en los apoyos del bogie.	4-13

Figura 4.10- Localización del centro de gravedad del bogie.....	4-13
Figura 4.11- Caso de carga N°1.....	4-15
Figura 4.12- Líneas de apoyos.....	4-15
Figura 4.13- Caso de carga N°2.....	4-17
Figura 4.14- Cargas admisibles por los patines [14].....	4-20
Figura 4.15- Carga tangencial aplicada por el piñón.....	4-22
Figura 5.1- Elemento Beam 44.....	5-2
Figura 5.2- Elemento Pipe 16.....	5-3
Figura 5.3- Estructura soporte del mecanismo de rotación.....	5-3
Figura 5.4- Modelo de barras.....	5-4
Figura 5.5- Mallado del modelo.....	5-5
Figura 5.6- Aplicación de las condiciones de contorno.....	5-5
Figura 5.7- Aplicación de las cargas del caso de carga N°1.....	5-6
Figura 5.8- Detalle de la zona de aplicación de las cargas.....	5-7
Figura 5.9- Deformaciones producidas en la estructura (m).....	5-7
Figura 5.10- Deformaciones producidas en la estructura en dirección z (m).....	5-8
Figura 5.11- Detalle de la zona de mayor deformación en dirección z (m).....	5-8
Figura 5.12- Deformaciones en la zona inferior de la estructura (m).....	5-9
Figura 5.13- Tensiones producidas en la estructura (Pa).....	5-9
Figura 5.14- Detalle de la zona de máximas tensiones (Pa).....	5-10
Figura 5.15- Detalle de las barras más sobrecargadas (Pa).....	5-10
Figura 5.16- Zona de la estructura de mayor tensión (Pa).....	5-11
Figura 5.17- Estructura en posición vertical.....	5-11
Figura 5.18- Modelo con las cargas del caso N°2.....	5-12
Figura 5.19- Deformaciones en las barras de la estructura (m).....	5-12
Figura 5.20- Deformaciones en las barras de la estructura en la dirección y (m).....	5-13
Figura 5.21- Zona de la estructura de mayor deformación (m).....	5-13
Figura 5.22- Deformación en la zona de los apoyos del espejo M5 (m).....	5-14
Figura 5.23- Deformación en la zona de los apoyos del espejo M5 en dirección z (m).....	5-14
Figura 5.24- Zona de la estructura de mayor tensión (Pa).....	5-15
Figura 5.25- Detalle de la zona de la estructura de mayor tensión (Pa).....	5-16
Figura 5.26- Detalle de la zona de las placas de apoyo.....	5-16

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1- Datos de partida [1].	3-3
Tabla 3.2- Características de la corona.	3-16
Tabla 3.3- Características del piñón.	3-17
Tabla 3.4- Características del moto-reductor.	3-19
Tabla 6.1- Matriz de verificación de requisitos	6-4

Glosario de Acrónimos

Acrónimo	Descripción
E-ELT	Telescopio europeo extremadamente grande (European Extremely Large Telescope)
ARU	Torre de Retransmisión Adaptativa (Adaptative Relay Unit)
ADC	Convertidor de señal analógica- digital (Analog Digital Converter)
MEF	Método de los Elementos Finitos
EF	Elementos finitos

1

Introducción

1. INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

Una de las prioridades de la comunidad astronómica mundial es la construcción de una nueva serie de telescopios de gran tamaño, que sean capaces de ampliar los conocimientos en el campo de la astrofísica. Con ellos, se abordarían los mayores desafíos científicos de nuestro tiempo y se espera que se consigan notables primicias, incluyendo el seguimiento de planetas similares a la Tierra que están alrededor de otras estrellas, en las “zonas habitables” donde podría existir vida. También realizarían “arqueología estelar” en galaxias cercanas, así como contribuciones fundamentales a la cosmología a través de la medición de las propiedades de las primeras estrellas y galaxias, investigando la naturaleza de la materia y energía oscuras.

El **European Southern Observatory** (ESO) es un organismo europeo dedicado a la astrofísica que fue creado en el año 1962. En la actualidad está formado por trece países europeos y Chile.

El ESO está desarrollando el proyecto del futuro telescopio gigante E-ELT (European Extremely Large Telescope) que tendrá un espejo primario de 42 m de diámetro equivalente y será el telescopio óptico e infrarrojo más grande del mundo.

Mi motivación personal para realizar este proyecto fin de carrera, es la gran oportunidad que se me ha brindado para participar en tan ambicioso proyecto. Actualmente éste proyecto se encuentra en fase de desarrollo por la compañía **Empresarios Agrupados AIE** con la que he podido colaborar, cursando la asignatura de prácticas en empresa. El presente PFC es una pequeña parte del telescopio E-ELT, pero en él, puedo desarrollar gran parte de los conocimientos adquiridos a lo largo de la titulación. Es un proyecto integrador, donde se desarrollan

habilidades de ingeniería estructural, ingeniería mecánica, ingeniería de materiales e ingeniería eléctrica y electrónica.

1.2 OBJETIVOS

El objetivo principal de este proyecto fin de carrera consiste en diseñar una solución para el desplazamiento de uno de los espejos, denominado M5 (Mirror 5), que forman el sistema óptico del telescopio E-ELT.

Para mover dicho espejo se hace necesario desarrollar un mecanismo que le permita rotar 180° alrededor del eje de azimut desde una posición A, hasta una posición B, según apunte a una estación focal o a otra. El mecanismo debe de ser capaz de realizar la maniobra con rapidez, seguridad, fiabilidad y precisión. Así mismo, una vez se sitúe el espejo en su posición de trabajo, debe asegurarse una unión rígida al resto de la estructura soporte para reducir su deformación cuando la estructura de altitud gire desde la posición horizontal a la vertical.

Para ello es necesario el diseño y cálculo de una estructura soporte que proporcione la suficiente rigidez en los puntos de interfase con el espejo M5, que minimice el error de posicionamiento del espejo. También es necesario el diseño de un bastidor o bogie que soporte el espejo M5 así como todos sus equipos auxiliares.

Para realizar la operación de rotación es necesario el diseño y cálculo de un sistema de guiado que proporcione un desplazamiento suave y preciso durante el trayecto del espejo, así como un sistema de transmisión que proporcione la potencia necesaria para la rotación del espejo. El mecanismo también dispondrá de un sistema que permita el abastecimiento de cableado y tuberías.

Para el correcto posicionamiento del espejo en cada una de sus dos posiciones será necesario el diseño de un sistema de fijación que asegure la repetibilidad y precisión de la maniobra.

Por último será necesario proveer de un sistema de control que gobierne la operación de rotación.

1.3 CONTENIDOS

Este proyecto fin de carrera consta de ocho capítulos más un anexo, siendo el primero una introducción al mismo.

El segundo capítulo describe brevemente una evolución histórica de los telescopios reflectores para poder centrar al lector en el estado del arte de dichos telescopios. También se describe los aspectos más importantes del telescopio E-ELT para que el lector comprenda la utilidad del mecanismo de rotación.

El tercer capítulo describe el mecanismo de rotación así como todos los sistemas que lo integran.

El cuarto capítulo muestra los cálculos realizados para el dimensionado de los componentes mecánicos utilizados en el mecanismo.

El quinto capítulo muestra el análisis por elementos finitos realizado para el dimensionado de la estructura soporte.

El sexto capítulo muestra la evaluación de los resultados obtenidos, así como el cumplimiento de los datos de partida del cliente.

El séptimo capítulo muestra las conclusiones obtenidas por el autor.

El octavo capítulo muestra la bibliografía utilizada para la elaboración del presente PFC.

El anexo tiene tres partes, donde el anexo A, es una colección de planos que definen la estructura y los sistemas mecánicos diseñados en este PFC. El anexo B es un catálogo comercial del sistema de guiado y el anexo C un catálogo comercial de la cadena portante.

2

Antecedentes

2. ANTECEDENTES

2.1 TIPOS DE TELESCOPIOS

En el campo de la astronomía existen principalmente dos tipos de telescopios: el refractor y el reflector. A continuación se describen los principales fundamentos de cada uno de ellos.

2.1.1 El telescopio refractor

El telescopio refractor fue inventado por Isaac Newton en 1688. Su funcionamiento esta basado en un sistema de lentes convergentes que basándose en la propiedad de la refracción de algunos materiales consigue amplificar el tamaño del objeto observado.

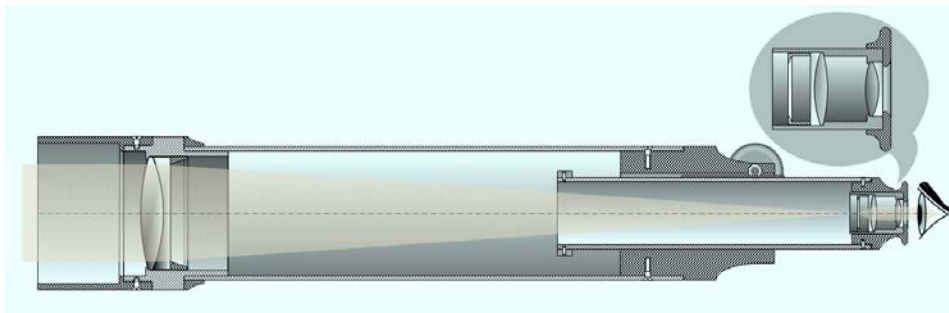


Figura 2.1- Esquema del telescopio refractor [5].

Normalmente este tipo de telescopios constan de dos lentes, una en el objetivo y otra en el ocular, donde se coloca el observador. Como muestra la figura 2.1 la lente del objetivo recibe la luz en rayos paralelos desde un punto alejado y la concentra en un punto sobre la lente del ocular. Esta lente refracta de nuevo la luz en un haz colimado para que pueda ser visualizada por el observador a mayor tamaño.

Este sistema suele utilizarse en telescopios de pequeño tamaño debido al problema tecnológico de fabricar una lente de una sola pieza de gran tamaño.

El telescopio refractor mas grande esta en el observatorio Yerkes (1897) en Wisconsin (EEUU) y pertenece al departamento de astronomía y astrofísica de la Universidad de Chicago. La lente principal del telescopio tiene 101 cm. de diámetro.

En las figuras 2.2 y 2.3 se muestra el observatorio y su interior.



Figura 2.2- Observatorio Yerkes [6].



Figura 2.3- Telescopio Yerkes [6].

2.1.2 El telescopio reflector

El telescopio reflector esta basado en la reflexión de la luz. Estos telescopios constan al menos de dos espejos, el principal o primario y el secundario. El espejo primario que es el de mayor tamaño, recibe la luz y la refleja en el secundario y éste la refleja al objetivo desde donde se visualiza la imagen (figura 2.4).

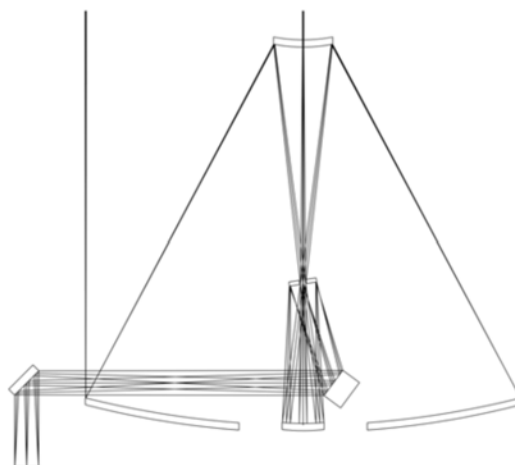


Figura 2.4- Esquema del telescopio reflector [1].

Bajo esta configuración básica, existen otro tipo de telescopios que utilizan un mayor número de espejos, como por ejemplo el GTC (véase en 2.2.6) que tiene tres espejos o el futuro E-ELT (véase en 2.3) que tendrá cinco.

2.2 EVOLUCIÓN EN EL TAMAÑO DE LOS TELESCOPIOS

A continuación se muestra la evolución histórica del tamaño de los telescopios. Se describen los telescopios reflectores construidos hasta el día de hoy ya que son los que tienen más paralelismos con el E-ELT.

2.2.1 Telescopio Hooker

El telescopio Hooker fue inaugurado en 1917 y durante más de treinta años fue el telescopio más grande del mundo. Tiene un espejo primario monolítico de 2,54 m y está instalado en el Monte Wilson en California (EEUU).



Figura 2.5- Telescopio Hooker [7].

2.2.2 Telescopio Hale

El telescopio Hale fue construido en 1948 y fue el telescopio reflector mas grande del mundo hasta la construcción del BTA-6 Soviético. Tiene un espejo primario, monolítico, de 5 m de diámetro y 20 toneladas de peso. Está instalado en el observatorio del Monte Palomar en San Diego (California).

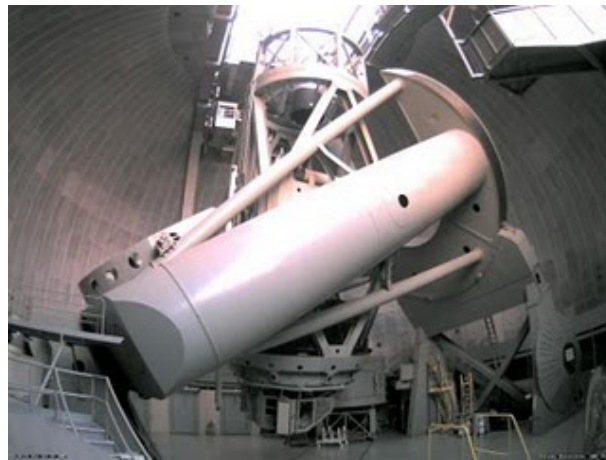


Figura 2.6- Telescopio Hale [8].

2.2.3 Telescopio BTA-6

El telescopio BTA-6 fue inaugurado en el año 1975 en el Caucaso Norte, en Rusia. Tiene un espejo primario, monolítico, de 6 m de diámetro.

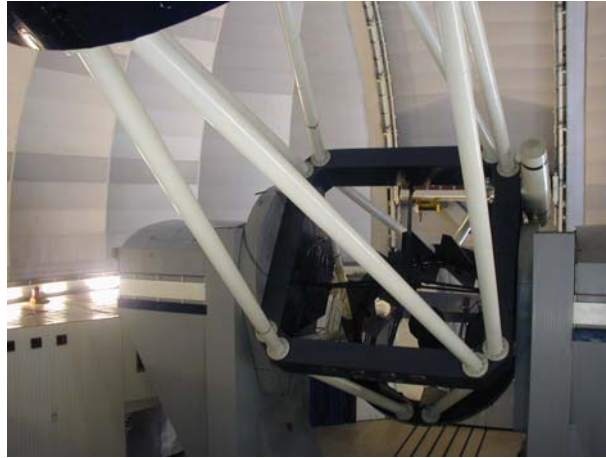


Figura 2.7- Telescopio BTA-6 [9].

2.2.4 Telescopio LBT

El telescopio LBT (Large Binocular Telescope) está formado por dos espejos de 8,4 m de diámetro, monolíticos, colocados en paralelo. De esta forma se consigue una superficie del espejo primario equivalente de 11,8 m de diámetro. Fue inaugurado en 2008 en el observatorio del Monte Graham en Arizona (EEUU).

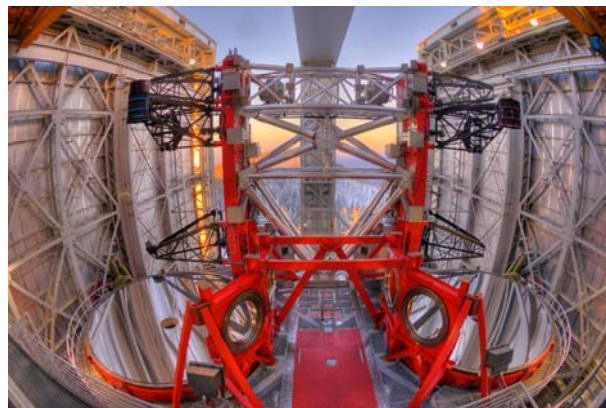


Figura 2.8- Telescopio LBT [10].

2.2.5 Telescopios Keck 1 y Keck 2

Los telescopios Keck 1 y Keck 2 fueron inaugurados en 1990 y 1996 respectivamente. Están instalados en el observatorio de *Mauna Kea* en Hawái.



Figura 2.9- Telescopio Keck 1 y 2 [11].

Cada uno de ellos tiene un espejo primario segmentado de 10 m de diámetro compuesto por 36 espejos de forma hexagonal como se muestra en la figura 2.10.

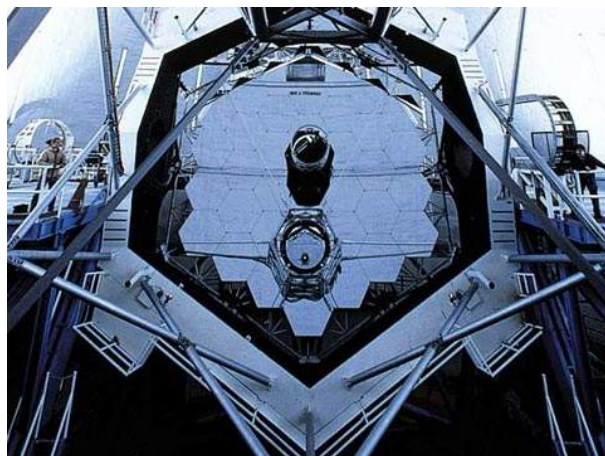


Figura 2.10- Segmentos de espejo en el Telescopio Keck 1 [11].

Debido al problema tecnológico de fabricar una lente de gran tamaño, los telescopios Keck fueron los primeros en utilizar una lente segmentada. A partir de aquí todos los grandes telescopios utilizan éste sistema para ampliar las dimensiones del espejo primario.

2.2.6 Telescopio GTC

El telescopio GTC (Gran Telescopio de Canarias) es, en la actualidad, el telescopio reflector más grande del mundo. Fue inaugurado en Julio de 2009 y tiene un espejo primario segmentado de 10,4 m de diámetro equivalente, formado por 36 segmentos hexagonales.



Figura 2.11- Telescopio GTC [12].

El GTC está instalado en el observatorio de *Roque de los Muchachos* en la isla de La Palma en las Islas Canarias.

2.2.7 Telescopio TMT

El telescopio TMT (Thirty Meters Telescope), actualmente en desarrollo, tendrá un espejo primario segmentado, de 30 m de diámetro equivalente.

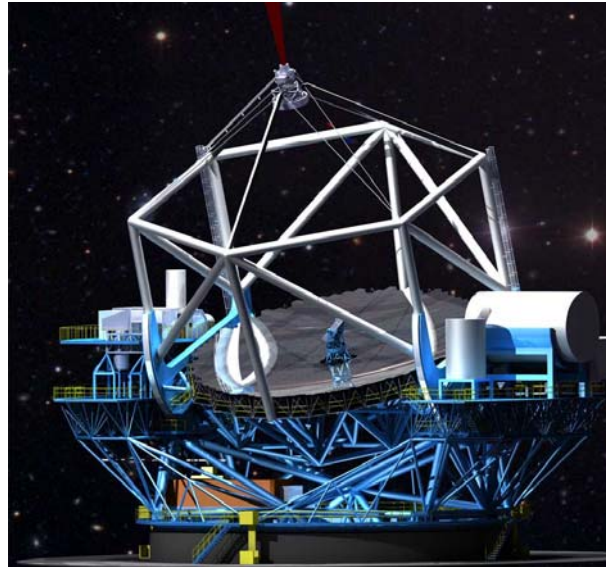


Figura 2.12- Telescopio TMT [13].

El telescopio es un proyecto de varias universidades estadounidenses y tiene previsto su inauguración en el año 2018.

2.3 DESCRIPCIÓN DEL TELESCOPIO E-ELT.

El ESO está desarrollando el proyecto del futura telescopio reflector E-ELT. Con un espejo primario de 42 m de diámetro equivalente será el telescopio más grande jamás construido. Está previsto su emplazamiento en Chile o en la isla de La Palma en el archipiélago Canario. La figura 2.13 muestra el concepto de dicho telescopio.

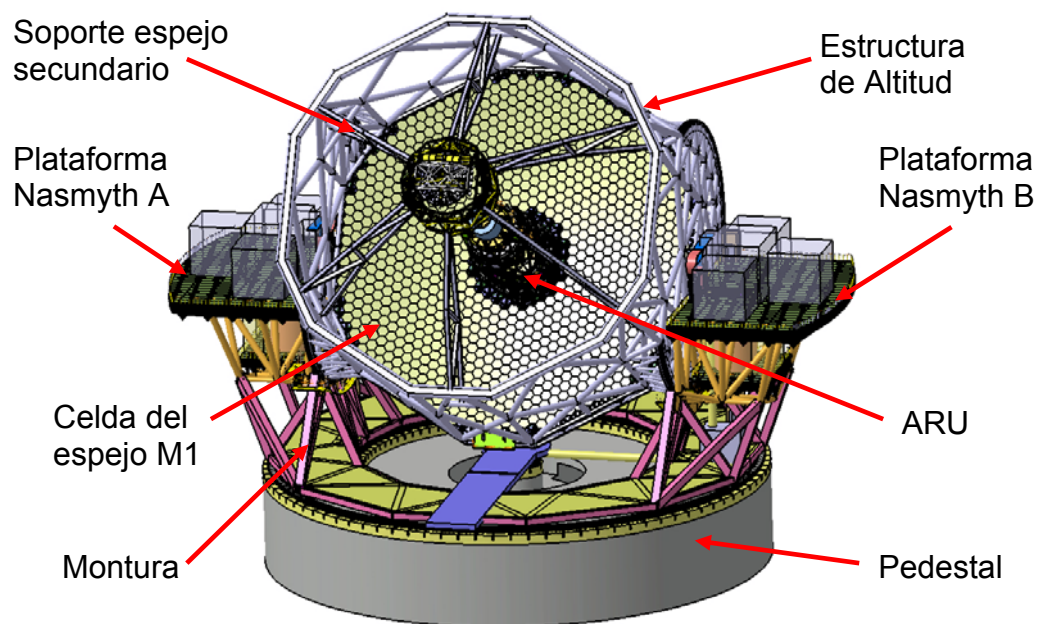


Figura 2.13- Estructura principal del E-ELT.

El E-ELT tendrá un espejo primario, segmentado, de forma parabólica, formado por 984 espejos hexagonales, con una óptica activa, accionada por actuadores eléctricos que conferirán al espejo primario la posibilidad de ser adaptativo, es decir, el espejo primario podrá cambiar su curvatura dependiendo de las acciones de la gravedad, viento, etc. mejorando considerablemente la calidad de observación. El telescopio tiene dos ejes de giro, el eje de azimut, que es el eje vertical sobre el que gira todo el telescopio, y el eje de altitud que es un eje horizontal sobre el que gira la estructura de altitud. La figura 2.14, muestra los dos ejes principales del telescopio.

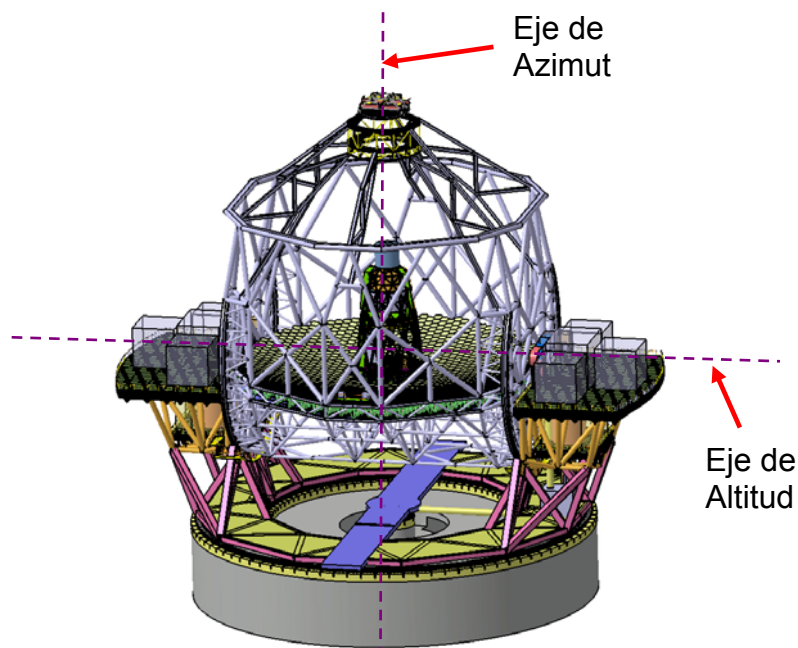


Figura 2.14- Ejes principales del E-ELT.

El E-ELT tiene como requisito poder girar simultáneamente en los dos ejes, $\pm 270^\circ$ con respecto al eje de azimut y de 0 a 90° con respecto al eje de altitud.

A continuación se muestra distintas posiciones de giro del telescopio así como las dimensiones principales del mismo. La figura 2.15 muestra el telescopio girado a 45° sobre el eje de azimut y a 50° del eje de altitud.

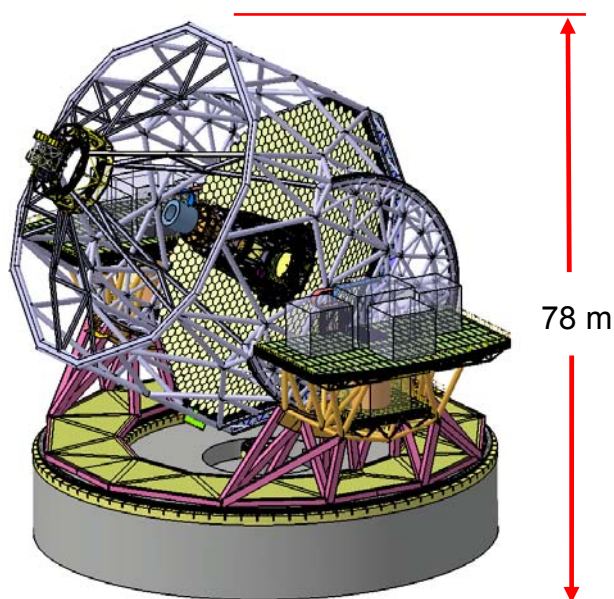


Figura 2.15- Telescopio girado a izquierdas.

La figura 2.16 muestra el telescopio girado a -45° sobre el eje de azimut y a 50° del eje de altitud.

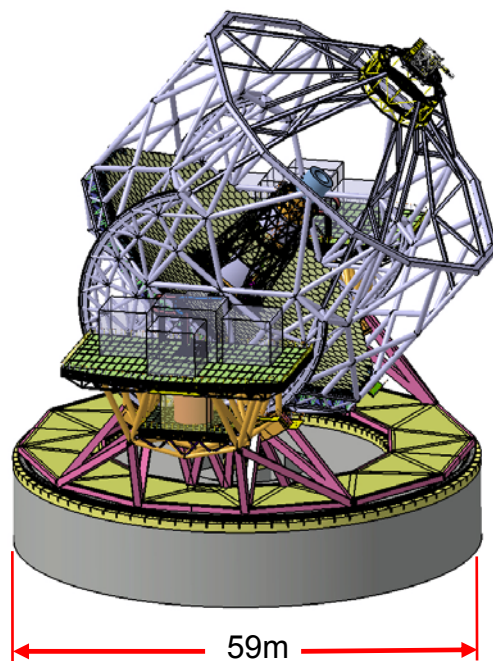


Figura 2.16- Telescopio girado a derechas.

Como se puede observar en la figura 2.15 el telescopio tiene una altura equivalente a un edificio de 27 plantas.

2.4 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA ÓPTICO DEL TELESCOPIO E-ELT

El E-ELT es un telescopio reflector con un sistema óptico formado por cinco espejos que reciben la radiación electromagnética emitida por la estrella observada, y la redirigen hasta las estaciones focales para ser tratada y analizada. La figura 2.17 muestra de forma conceptual el sistema óptico del telescopio E-ELT.

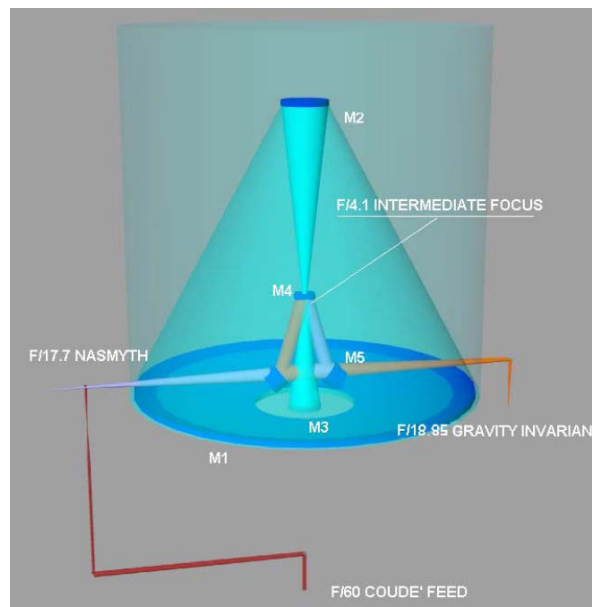


Figura 2.17- Sistema óptico del E-ELT [1].

El espejo M1 o espejo primario recibe el haz de luz en forma de cilindro de diámetro 42 m. La curvatura del espejo M1 dirige la luz hacia el espejo M2. Éste, refleja el haz de luz sobre el espejo M3 pasando por el interior del espejo M4. El espejo M3 refleja la luz sobre el plano inclinado del espejo M4, que la refleja al espejo M5. El espejo M5 en función de en que lado esté posicionado, refleja el haz de luz hacia las plataformas Nasmyth A o B donde están colocados los instrumentos.

A continuación, se describe con más detalle el sistema óptico del E-ELT y su integración dentro de la estructura.

La figura 2.18 muestra el haz de luz que recibiría de una estrella, el espejo primario del telescopio. Este haz puede aproximarse a un cilindro de cuarenta y dos metros de diámetro.

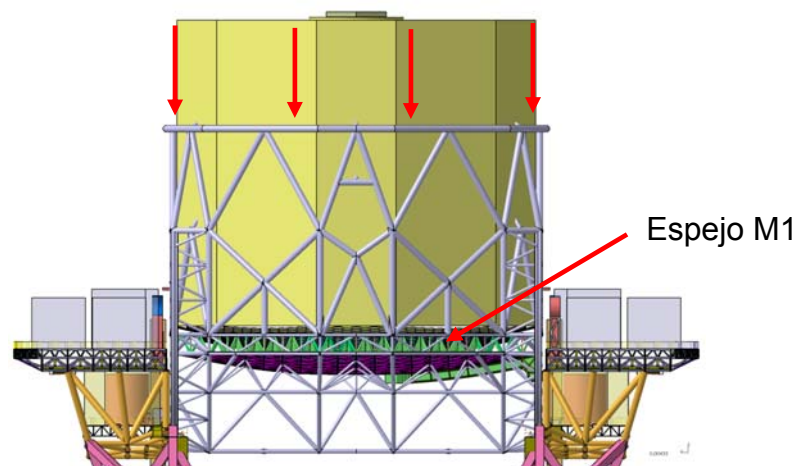


Figura 2.18- Haz de luz incidente sobre el espejo M1.

Debido a que el espejo primario tiene una geometría paraboloide, refleja el haz de luz al espejo M2 (figura 2.19).

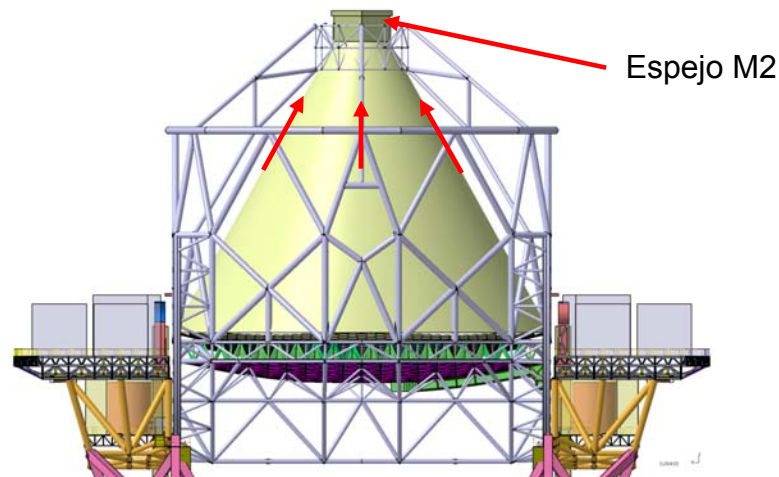


Figura 2.19- Haz de luz del espejo M1 al espejo M2.

El espejo M2 refleja el haz de luz al espejo M3. En la figura 2.20, se muestra como el haz de luz (que forma un doble tronco de cono), pasa por el interior del espejo M4 en la zona de su vértice y después vuelve a abrirse incidiendo sobre el espejo M3.

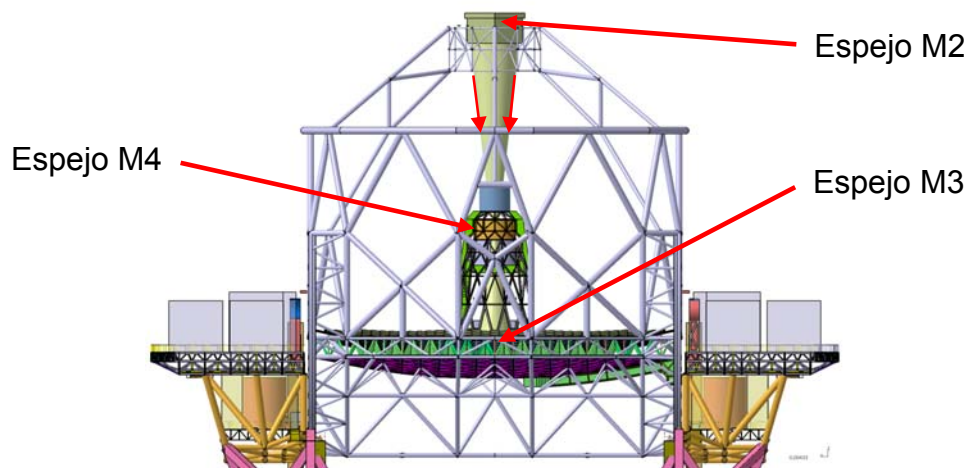


Figura 2.20- Haz de luz del espejo M2 al espejo M3.

El espejo M3 refleja el haz de luz al espejo M4. La figura 2.21 muestra el haz de luz del M3 al M4 (para clarificar la figura se ha ocultado parte de la estructura).

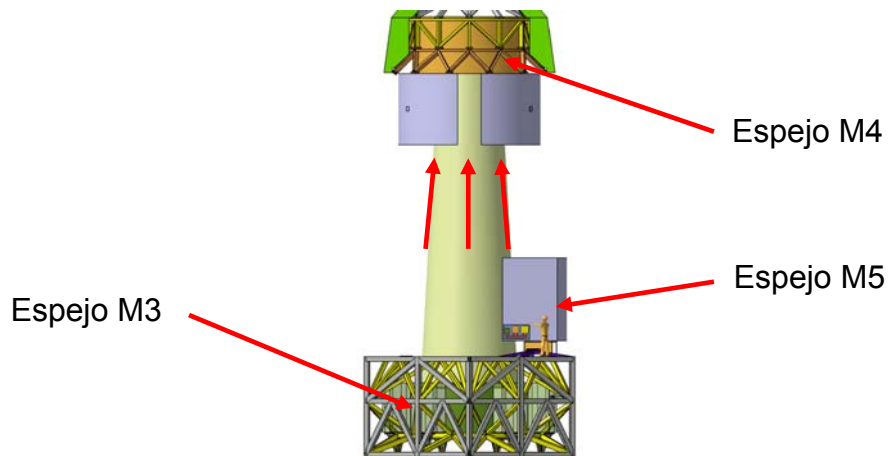


Figura 2.21- Haz de luz del espejo M3 al espejo M4.

El espejo M4 que tiene su superficie inclinada, refleja el haz de luz al espejo M5 (figura 2.22).

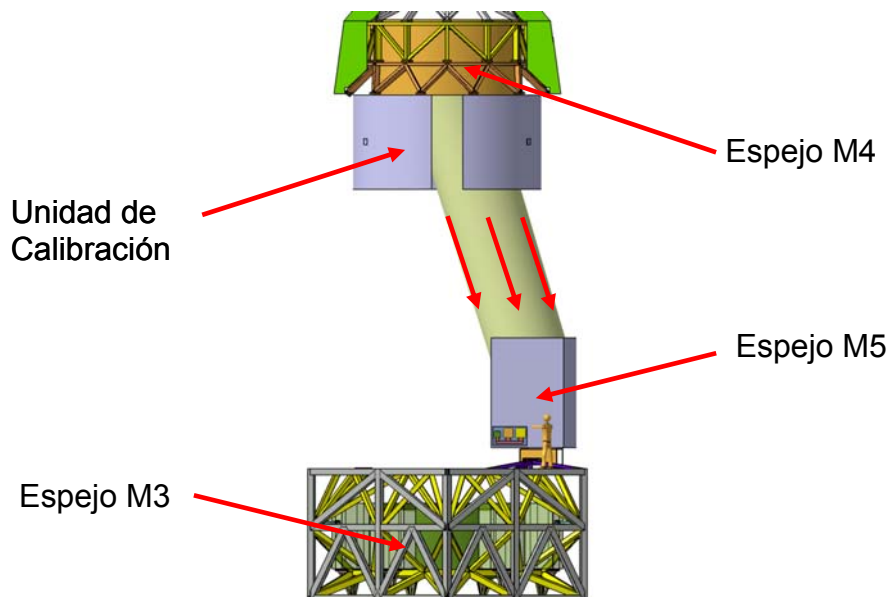


Figura 2.22- Haz de luz del espejo M4 al espejo M5.

El espejo M5 que esta también inclinado refleja el haz de luz hacia una de las estaciones focales. En la figura 2.23 se puede observar como el haz de luz que ha llegado de forma inclinada al reflejarse en la superficie del espejo M5 se ha convertido en un haz horizontal.

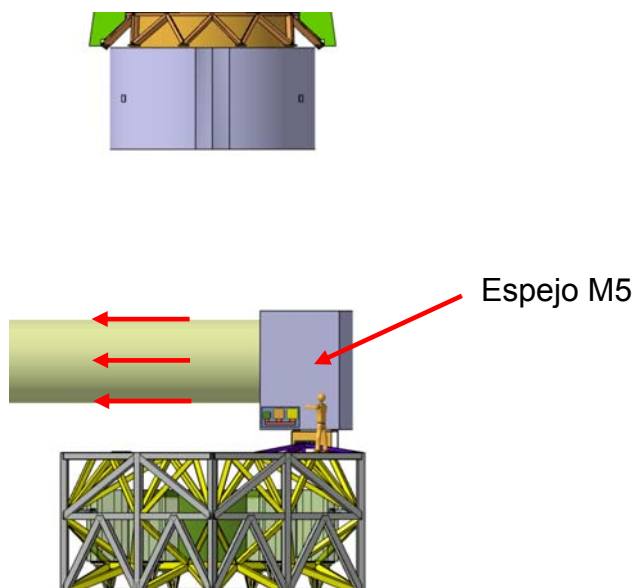


Figura 2.23- Haz de luz del espejo M5 a la PFS B.

En la figura 2.24 se muestra de forma global, el haz de luz reflejado por el espejo M5 incidiendo en la estación focal de la plataforma Nasmyth B.

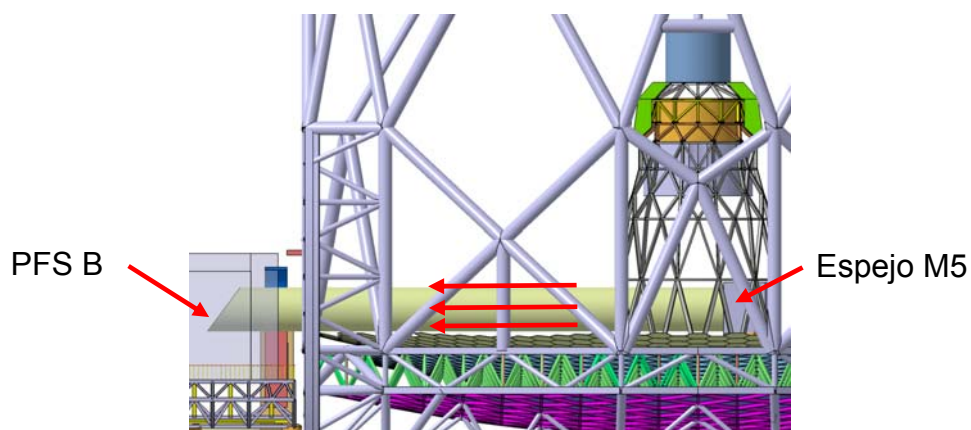


Figura 2.24- Haz de luz incidiendo en la estación focal.

2.5 DESCRIPCIÓN DEL ARU

El ARU es una torre anclada a la zona central de la celda del espejo primario, donde se integran las unidades de redirección del sistema óptico del telescopio. Es una estructura metálica, en forma de tronco de cono, de aproximadamente ocho metros de diámetro en su base inferior, por trece metros de altura. Además de las unidades ópticas, también lleva integrado el mecanismo de rotación del M5 (objeto de este PFC), las plataformas y escaleras para acceder a las distintas unidades y las grúas destinadas al montaje y desmontaje de las unidades. La figura 2.25 muestra la torre ARU con sus unidades ópticas integradas dentro de ella.

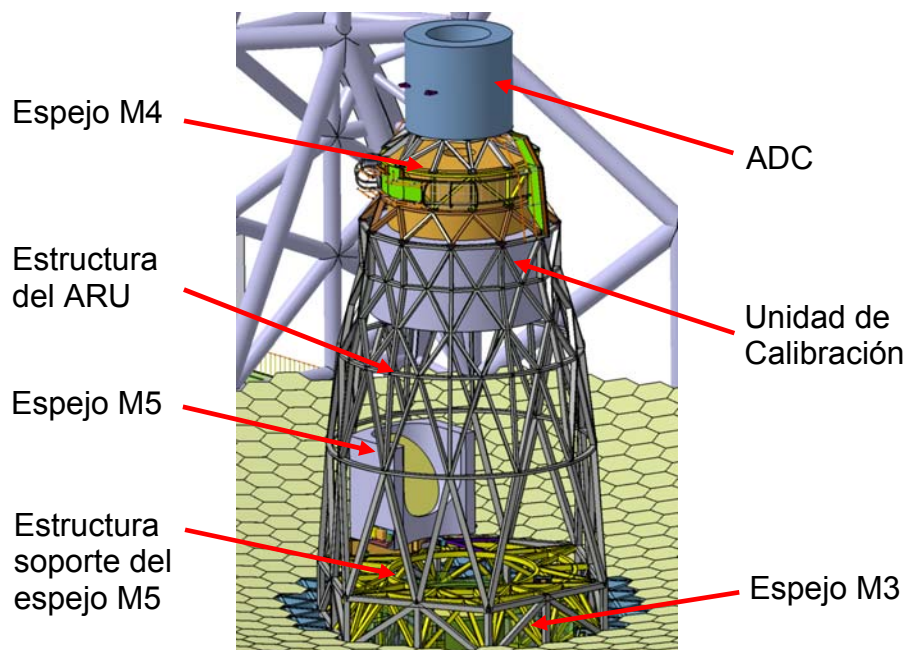


Figura 2.25-Torre ARU (Adaptative Relay Unit).

En la zona inferior del ARU se encuentra el mecanismo de rotación del espejo M5.

3

Descripción del Proyecto

3. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

3.1 INTRODUCCIÓN

Se desea diseñar un mecanismo que permita que el espejo M5 del E-ELT pueda cambiar de una posición a otra girando 180° , de forma automática.

La función del espejo M5 dentro del telescopio, es la de recibir el haz de luz que envía el espejo M4 y redirigirlo hacia la estación focal correspondiente. El E-ELT tiene dos estaciones focales para ofrecer la posibilidad de montar diferentes tipos de instrumentos en cada plataforma Nasmyth, para así ampliar las posibilidades de observación. La figura 3.1 muestra la localización de las estaciones focales del telescopio.

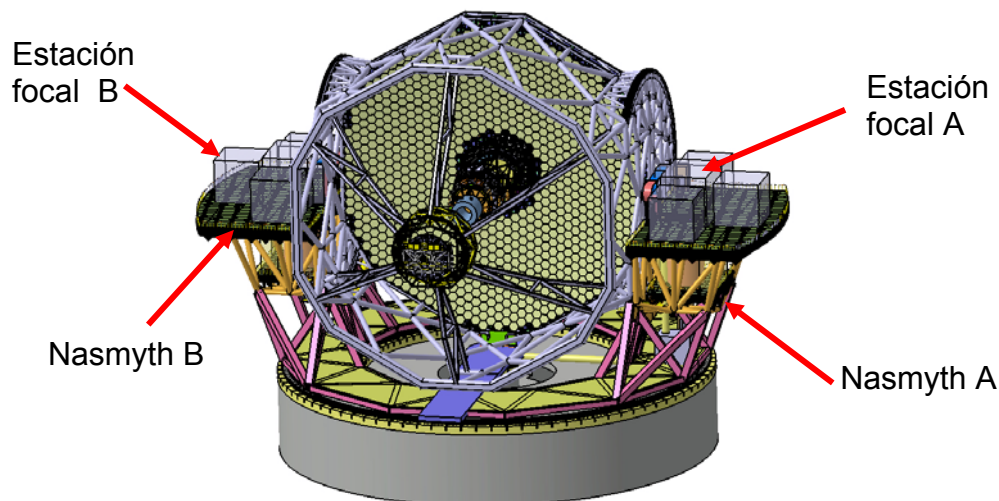


Figura 3.1- Localización de las estaciones focales dentro del telescopio

La figura 3.2 muestra el haz de luz desde el M5 a la estación focal “A” con más detalle.

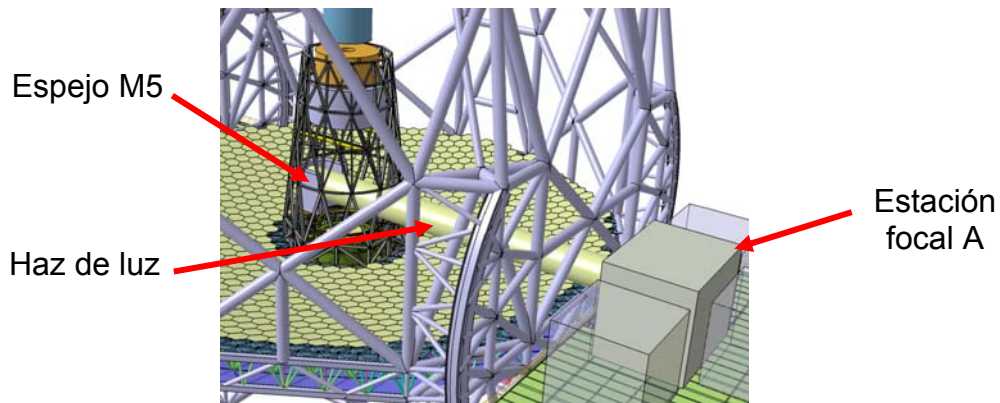


Figura 3.2- Haz de luz desde el espejo M5 a la PFS A.

El rango de operación del telescopio es desde 0° hasta 90° considerando 0° un eje horizontal, con lo que el mecanismo de rotación tiene que fijar el espejo rígidamente en sus dos posiciones de observación para cualquier ángulo de inclinación de la estructura de altitud, así como ofrecer una alta rigidez de toda la cadena de elementos para disminuir el error de posición producido sobre el espejo.

La maniobra de operación únicamente se realizará cuando el telescopio este apuntando al cenit, es decir cuando esté a 90° , para que el espejo pueda deslizar a través de un plano horizontal.

3.2 DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO DE ROTACIÓN

Los datos de partida del mecanismo de rotación especificados por el cliente son:

Tabla 3.1- Datos de partida [1].	
Duración de la operación de rotación	≤ 5 min
Rigidez local de los puntos de interfase en x,y,z	≥ 150 N/ μ m
Sección de cables y conducciones a rotar	$\geq 37,5$ cm ²
Velocidad de translación del espejo M5	$\approx 0,1$ m/s
Peso del espejo M5	5 t
Accesibilidad a los puntos de interfase con el espejo M5.	---
Accionamiento hidráulico o neumático prohibido	---

La solución adoptada para el mecanismo de rotación está formado por varios sistemas, que permiten el desplazamiento, posicionamiento, fijación y el suministro de energía, agua de refrigeración y aire comprimido al espejo M5.

Dicho mecanismo está formado por los siguientes sistemas:

- Bogie o chasis de anclaje del espejo M5.
- Estructura soporte.
- Sistema de guiado.
- Sistema de transmisión.
- Sistema de fijación.
- Rotador de cables.
- Sistema de control.

La figura 3.3 muestra de forma global todos los sistemas del mecanismo de rotación.

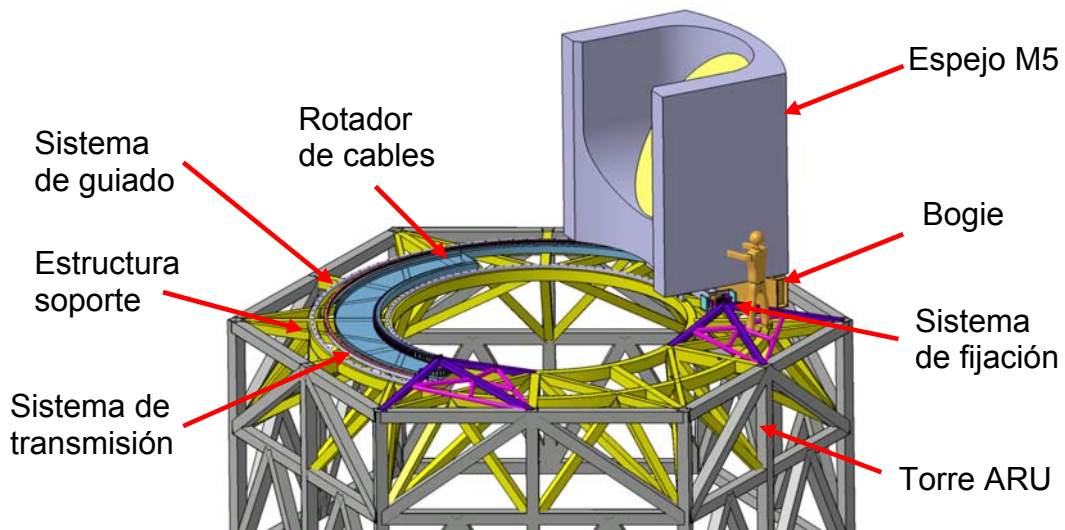


Figura 3.3- Mecanismo de rotación.

A continuación se describe de forma detallada todos los componentes que forman los sistemas del mecanismo de rotación.

3.3 ESPEJO M5

El espejo M5 es el uno de los cinco espejos que forman el sistema óptico del E-ELT. La figura 3.4 muestra el espejo M5 y el volumen de diseño que engloba todos los elementos auxiliares.

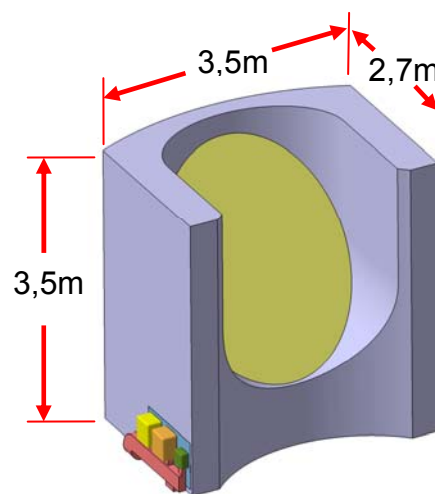


Figura 3.4- Espejo M5 y volumen de diseño.

Debido a la configuración del sistema óptico del E-ELT, el espejo M5 está montado sobre un soporte inclinado formando $126,5^\circ$ con el eje de altitud. La figura 3.5 muestra con más detalle la inclinación del plano del espejo M5.

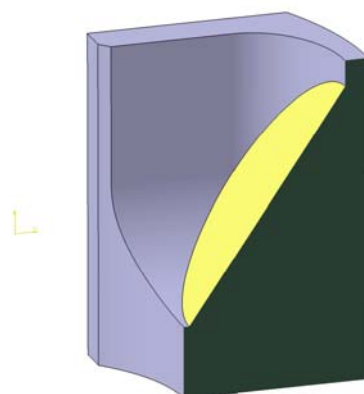


Figura 3.5- Plano inclinado del espejo M5.

El M5 es un espejo que tiene una masa de cinco toneladas y que en su parte inferior está anclado a un bogie en tres placas de interfase de 200x200mm. Estas placas disponen de cuatro taladros roscados cada una para un tornillo de M20. Para ver más detalles acerca de las dimensiones del espejo M5 ver plano N° 2 en el anexo A.

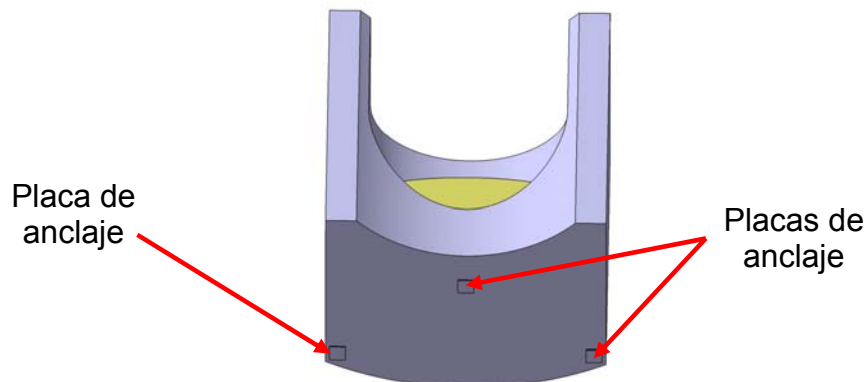


Figura 3.6- Placas de anclaje del M5.

Para mas información acerca del dimensionado de la unión del espejo M5-bogie véase el capítulo 4.2.

3.4 BOGIE

El bogie es una estructura rígida sobre la que está montado el espejo M5 cuya función principal es la de transmitir las cargas al sistema de guiado y servir de soporte para los sistemas de fijación, transmisión de potencia y para el rotador de cables. Está formado por una estructura metálica (acero al carbono) triangular, formada por perfiles cerrados rectangulares y rigidizado por cartelas y nervios en las zonas de mayor tensión. La figura 3.7 muestra el bogie.

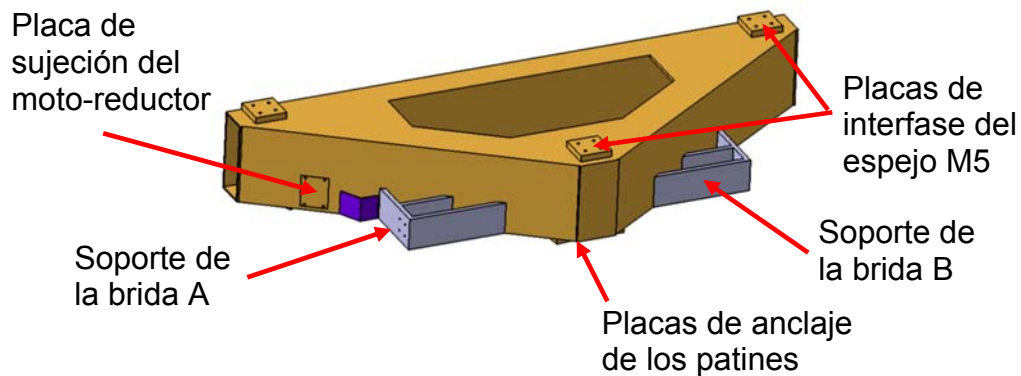


Figura 3.7- Vista general del bogie.

Como muestra la figura 3.7 en la cara superior tiene colocadas las tres placas de interfase con el espejo M5 y en la cara inferior las cuatro placas de interfase con los patines del sistema de guiado. En cada uno de los laterales tiene colocados las bridas del sistema de fijación y en el lado de la izquierda la placa de unión del moto-reductor.

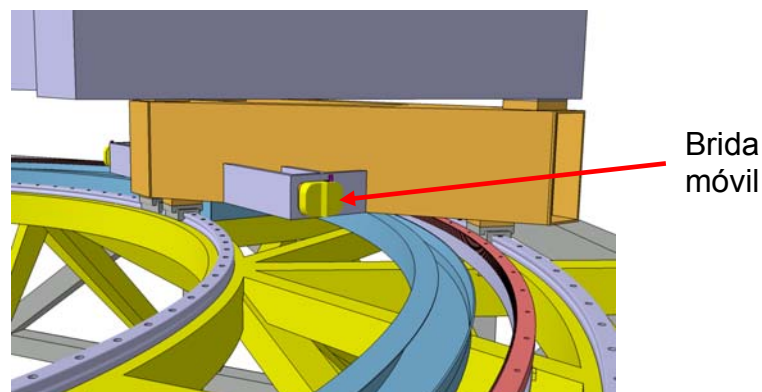


Figura 3.8- Detalle del bogie.

3.5 ESTRUCTURA SOPORTE

La estructura reticulada, metálica, soporte del mecanismo de rotación del M5, es la encargada de soportar al espejo M5 y a todos los sistemas del mecanismo. Dicha estructura está integrada en la parte inferior del ARU.

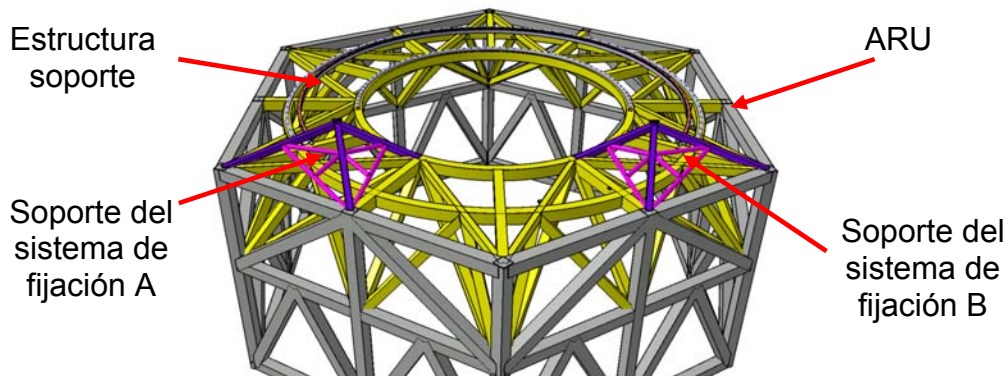


Figura 3.9- Estructura soporte del mecanismo de rotación.

Como muestra la figura 3.9, la estructura está formada por dos anillos de perfil rectangular de 5 y 7,5m unidos entre sí, por una estructura de barras metálicas, formando un plano superior, unidas rígidamente a la estructura del ARU. En la figura 3.10 podemos observar una sección de dicha estructura.

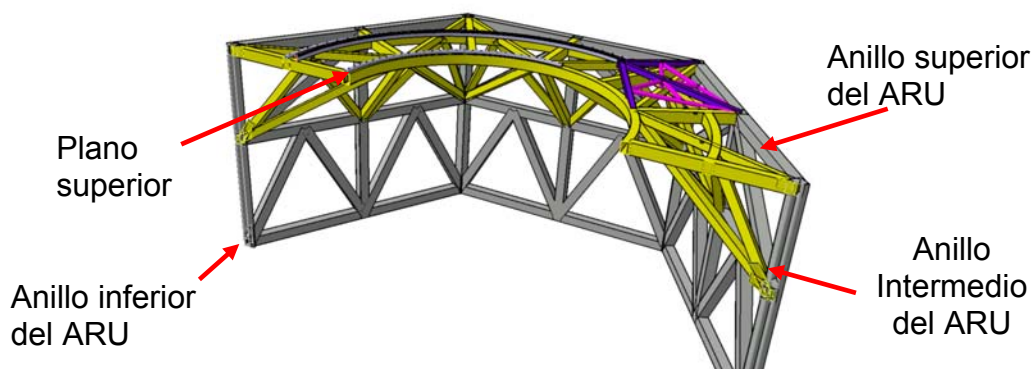


Figura 3.10- Sección de la estructura soporte.

Todas las barras forman triángulos entre sí para aumentar la rigidez. En la figura 3.11 se muestra la parte inferior de la estructura donde se puede observar que las barras de la estructura soporte están unidas a los nodos de la estructura del ARU mediante soldadura.

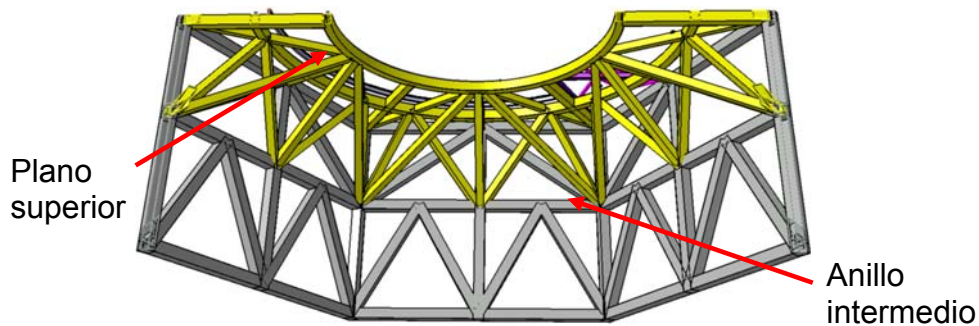


Figura 3.11- Vista inferior de la estructura soporte.

Sobre el plano superior de la estructura están colocados, dos sub-estructuras que pertenecen al sistema de fijación del espejo M5.

Como se muestra en la figura 3.12 la estructura está formada por barras, que están unidas a la estructura soporte en sus nodos.

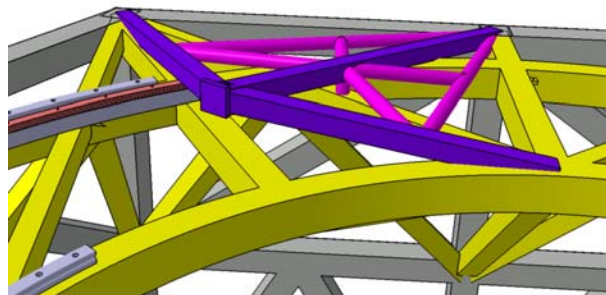


Figura 3.12- Estructura del sistema de fijación.

En la figura 3.13 se muestra una de las posiciones de trabajo del espejo M5. También se puede observar los nodos de aplicación de las cargas en la estructura (Véase el capítulo 4.3), donde están colocados los patines del sistema de guiado.

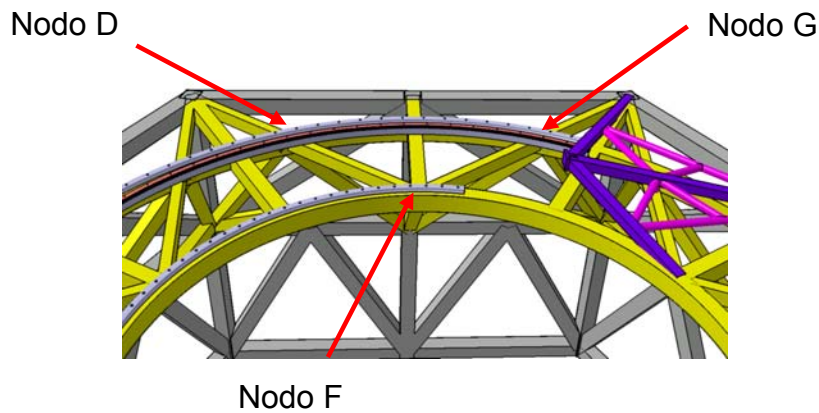


Figura 3.13- Posición de trabajo del espejo M5.

Las barras de la estructura son perfiles normalizados de acero S-235. Se ha contemplado la posibilidad de utilizar materiales compuestos (fibra de carbono) de una mayor rigidez y menor densidad, pero debido al alto coste de los mismos han sido descartados. Para más información acerca de las dimensiones de la estructura soporte véase el plano N° 1 en el anexo A.

3.6 SISTEMA DE GUIADO

Para realizar la operación de rotación es necesaria la utilización de un sistema de guiado o sistema móvil. Se ha estudiado la opción de utilizar ruedas o rodillos industriales que rueden por el interior de un carril (figura 3.14) y guías lineales similares a las utilizadas en las máquinas herramientas.



Figura 3.14- Rodamiento combinado [17].

Debido a que las guías lineales nos dan una alta rigidez en todas las direcciones, y evitan el desplazamiento vertical del espejo M5, se ha elegido para el mecanismo de guiado, las guías lineales de directriz curva (figura 3.15). Dicho sistema permite minimizar el coeficiente de rozamiento, buena rigidez en todas las direcciones, realiza movimientos suaves y silenciosos y además, al estar formado por patines “cerrados” (que no permiten movimientos verticales) se evita la posibilidad de que el espejo se salga de su guía cuando el telescopio está inclinado.



Figura 3.15- Sistema de guiado [14].

Otra de las ventajas de este sistema de guiado, es que lleva unas tapas de sellado, evitando que el lubricante se pueda caer sobre los espejos.

La figura 3.16 muestra la solución adoptada, que está formada por dos guías sobre las que desliza el bogie con dos patines sobre cada una.

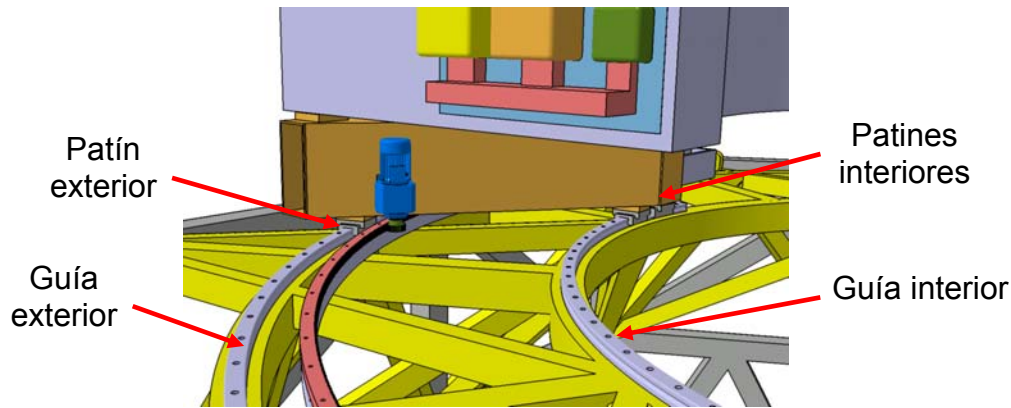


Figura 3.16- Solución adoptada para el sistema de guiado.

Para más información acerca de las características del sistema patín-guía, véase el anexo B.

A continuación se explica con más detalle cada componente del sistema de guiado.

3.6.1 Guías

El sistema de guiado está formado por dos guías circulares de diámetros 5 y 7,5m concéntricas al eje de azimut que están montadas sobre la estructura soporte del ARU. Las guías están fabricadas de acero aleado, con un templado superficial que minimiza el desgaste por fricción. Las pistas de rodadura están rectificadas y pulidas. La figura 3.17 muestra un corte de la guía.

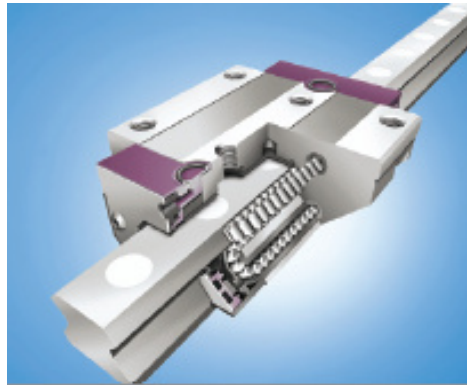


Figura 3.17- Detalle de la sección de la guía [14].

Las guías van unidas mediante pernos de M16 a la estructura soporte. La figura 3.18 muestra dicha unión.

El buen funcionamiento del sistema depende del correcto posicionamiento y alineación de ambas guías. La base de la estructura soporte que sirve de asiento de las dos guías debe tener una planitud de 0,2 mm, y una perpendicularidad respecto al eje de azimut de 0,2 mm.

Ambas guías deben ser concéntricas al eje de azimut y con un paralelismo entre ellas de 0,2 mm.

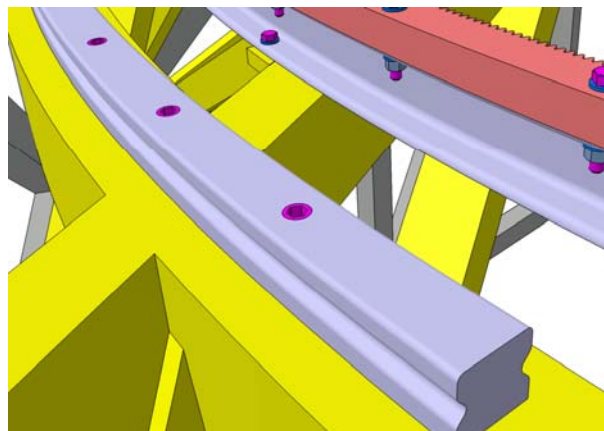


Figura 3.18- Unión de la guía a la estructura soporte.

Para mas información acerca de las dimensiones de las guías véase el plano N° 4-5 en el anexo A.

3.6.2 Patines

La función de los patines es deslizar sobre las guías por medio de un sistema de recirculación de bolas, que permite su guiado de forma precisa y con ausencia de vibraciones. La geometría de estos patines permite transmitir cargas elevadas de tracción, compresión y cortadura. La figura 3.19 muestra con más detalle un corte de un patín, donde se puede observar con claridad el sistema de recirculación de bolas.

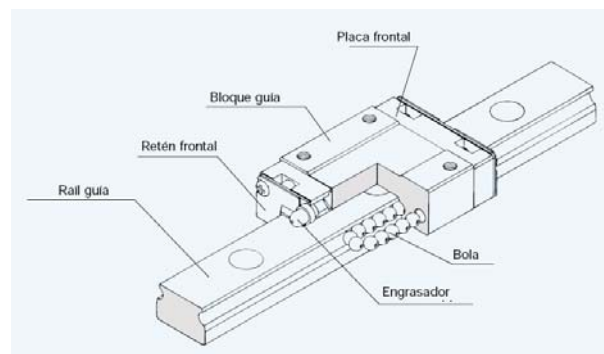


Figura 3.19- Sistema de recirculación de bolas [14].

La capacidad de carga estática admitida por estos patines es de 141KN.

Los patines están unidos a la estructura del bogie mediante cuatro tornillos M16-8.8. Para más información acerca de los cálculos de la unión bogie-patín, véase el apartado 4.4.

3.7 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El sistema de transmisión es el encargado de transformar la energía del motor eléctrico en energía mecánica, que permita el desplazamiento del bogie junto con el

espejo M5. Para realizar esta función se ha valorado la posibilidad de utilizar un mecanismo de corona-piñón o un motor directo. Debido al alto coste y gran consumo eléctrico de este último, se ha decidido la utilización del primer mecanismo.

La solución adoptada es un mecanismo de corona-piñón, donde la corona está unida rígidamente sobre la estructura soporte, y el moto-reductor está montado sobre el bogie. La figura 3.20 muestra el sistema de transmisión integrado en el ARU.

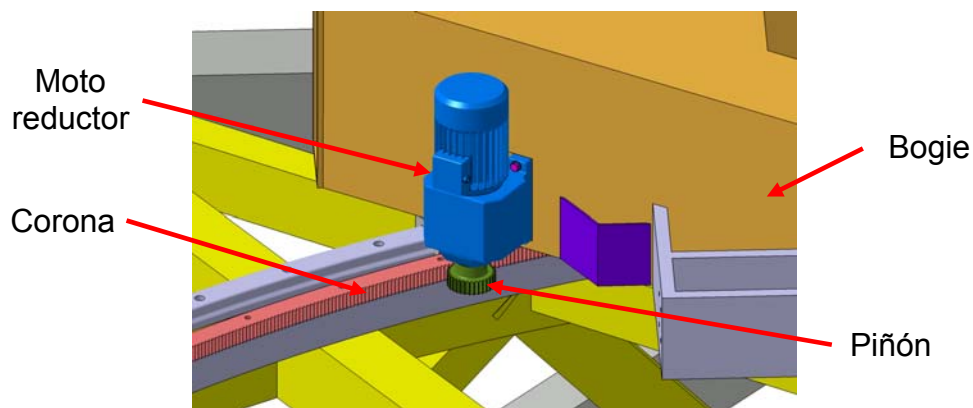


Figura 3.20- Sistema de transmisión.

Dicho sistema esta formado por:

- Corona con dentado interior.
- Piñón.
- Moto-reductor.

La elección de éste sistema es debido a la necesidad de un mecanismo que proporcione un movimiento suave debido a la fragilidad y coste del espejo transportado. A continuación se explica más detalladamente cada uno de los elementos que forman dicho sistema.

3.7.1 Corona

La corona es el elemento fijo en el que engrana el piñón para permitir la translación del bogie. En la tabla 3.2 se muestran las características más importantes.

Tabla 3.2- Características de la corona.	
Diámetro primitivo (Dp):	7002 mm
Modulo (m):	3
Nº de dientes (Z):	2334
Material:	Acero F1560

Durante la translación no es necesaria una gran precisión en el posicionamiento del conjunto. Solo necesita una alta precisión en sus dos posiciones finales. Por ello, y por la facilidad de fabricación, se ha seleccionado una corona de dientes rectos.

Dicha corona va montada sobre un perfil UPN-80, y unida mediante pernos en el ala superior del perfil. En la figura 3.21 se muestra el montaje de la corona sobre el perfil UPN.

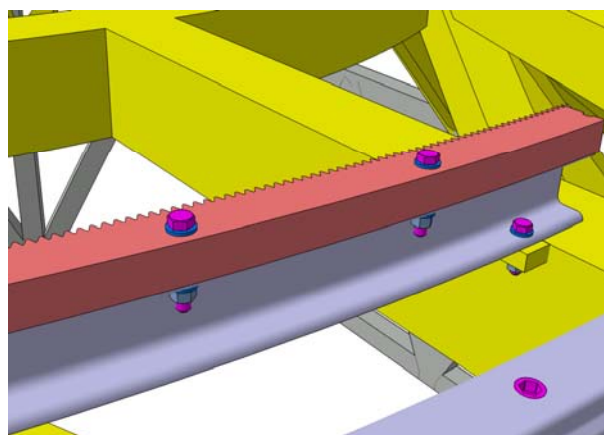


Figura 3.21- Montaje de la corona sobre el perfil UPN.

Para más información acerca de las dimensiones de la corona, véase el plano N° 7 en el anexo A y acerca de la tensión en los dientes de la corona, véase el apartado 4.7.2.

3.7.2 Piñón

El piñón del sistema de transmisión, va montado sobre el eje de salida del reductor de velocidad. Mediante el engrane de este con la corona permite la translación del bogie por las guías. La tabla 3.3 muestra las características más importantes del piñón.

Tabla 3.3- Características del piñón.	
Diámetro primitivo (Dp):	99 mm
Modulo (m):	3
Nº de dientes (Z):	33
Material:	Acero F1150

El piñón va encajado en el eje de salida del moto-reductor mediante una chaveta y fijado por dos prisioneros. Para más información acerca de las dimensiones del piñón, véase el plano N° 8 en el anexo A y acerca de la tensión en los dientes del piñón, véase el apartado 4.7.2.

3.7.3 Moto-Reductor

El moto-reductor del sistema de transmisión esta formado por un motor asíncrono trifásico de jaula de ardilla, un freno eléctrico, un encoder y un reductor de engranajes de doble etapa. La figura 3.22 muestra el moto-reductor seleccionado.

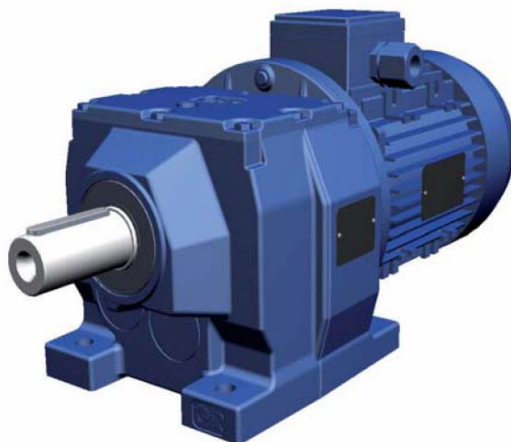


Figura 3.22- Moto-reductor [18].

La figura 3.23 muestra las dimensiones principales del moto-reductor.

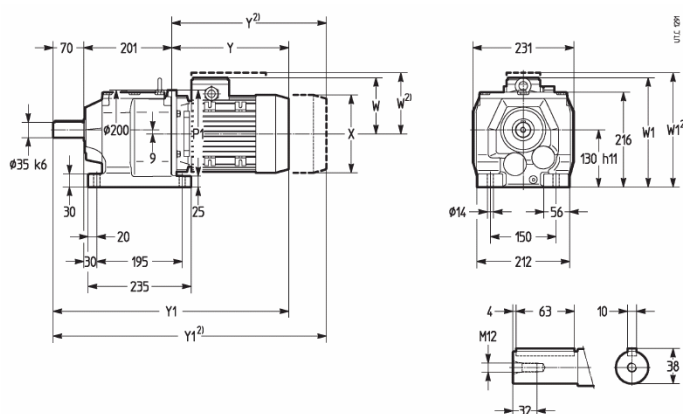


Figura 3.23-Dimensiones del moto-reductor [18].

Las características principales del motor se muestran en la tabla 3.4:

Tabla 3.4- Características del moto-reductor.	
Potencia:	1,1 KW
Par motor:	545 Nm
Velocidad del eje de salida:	20,43 rpm
Carga radial en el apoyo:	8600N
Relación de transmisión:	$i=73,4$ (2x8,56)
Encoder en el eje	---

Se ha seleccionado un reductor con una alta relación de transmisión para que el desplazamiento del espejo M5 se realice a baja velocidad. Por este motivo no se consideran los efectos dinámicos en el dimensionado de los mecanismos. Para mas información acerca de los cálculos de la velocidad del eje de salida, relación de transmisión y potencia del moto-reductor, véase el capítulo 4.6 y 4.7.

3.7.4 Soporte de la Corona

El soporte de la corona esta fabricado con un perfil UPN-80 de acero S-235 curvado interiormente a un radio 3500 mm. Tiene como función servir de soporte de unión para la corona y absorber la carga transmitida para evitar flexiones sobre ella. La figura 3.24 muestra el montaje de la corona sobre el soporte.

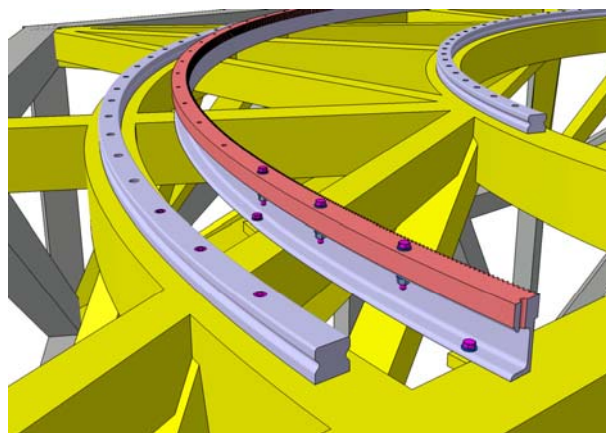


Figura 3.24- Montaje de la corona sobre el soporte.

En el ala superior del perfil, están los taladros sobre los que se colocan los pernos M12 de fijación de la corona. En su cara inferior el soporte de la corona, esta en contacto con la estructura y fijada a ella mediante pernos de M12 en unas placas soldadas a la estructura soporte. En la figura 3.25 se muestra dicha unión. Durante el montaje es importante asegurar el paralelismo entre este perfil y las guías.

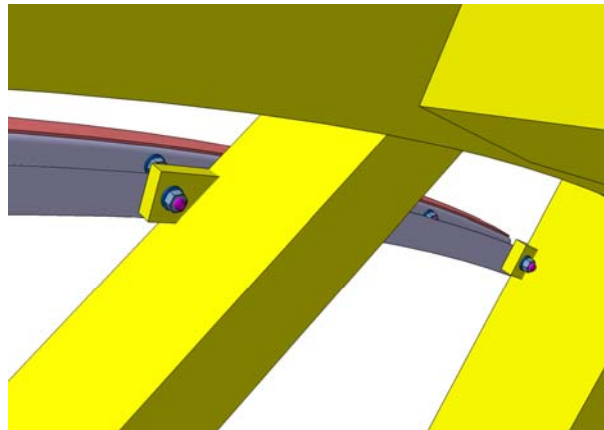


Figura 3.25- Montaje del soporte sobre la estructura.

3.8 SISTEMA DE FIJACIÓN

Para asegurar la precisión y la repetibilidad de la maniobra del espejo M5 se hace necesario el diseño de un mecanismo de posicionamiento y fijación del espejo en sus dos posiciones extremas.

Se ha valorado la posibilidad de utilizar un sistema de bulones que fijen el bogie a la estructura, pero se ha descartado porque las uniones con bulones necesitan una holgura para introducir el bulón y dicha holgura puede provocar vibraciones indeseadas sobre el espejo M5. Por lo tanto, el sistema de fijación debe permitir la fijación del bogie en la estructura manteniendo una presión en los elementos de unión que eviten las holguras de posicionamiento y las no-linealidades en su funcionamiento.

El sistema de fijación adoptado se muestra en la figura 3.26.

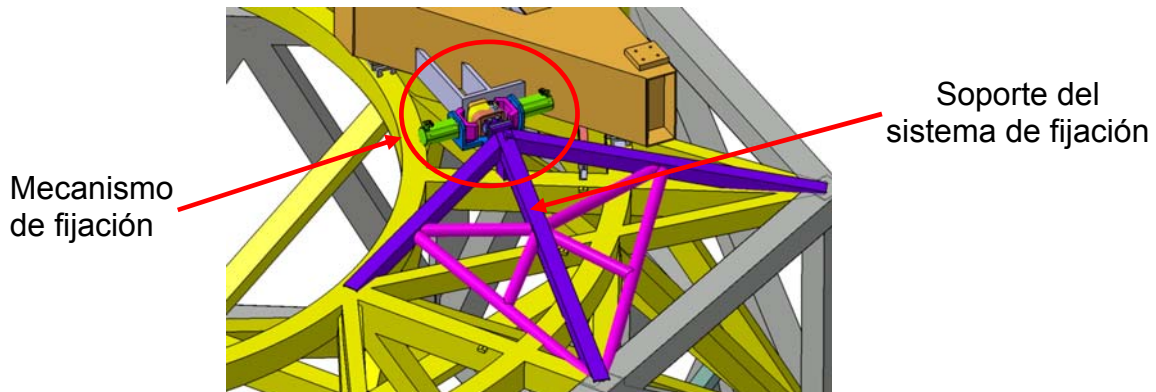


Figura 3.26- Mecanismo de posicionamiento y fijación.

El sistema de fijación esta formado por un mecanismo de fijación y por una estructura auxiliar. La figura 3.27 muestra con más detalle el mecanismo de fijación.

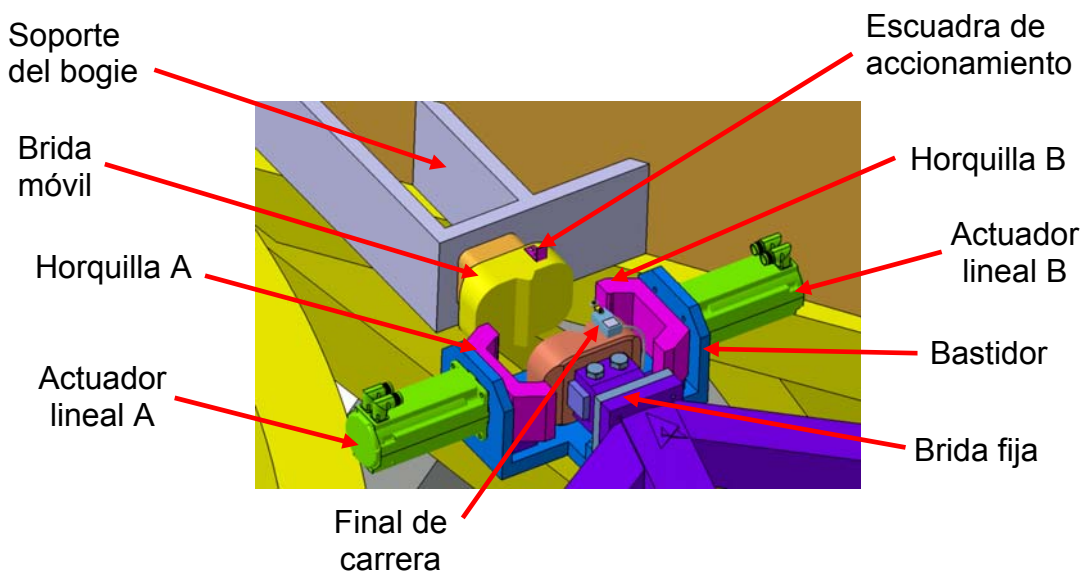


Figura 3.27- Detalle del mecanismo de posicionamiento y fijación.

El mecanismo está formado por una brida fija que está unida mediante un sistema de barras a la estructura soporte del M5 y una brida móvil montada sobre el bogie del espejo. Cuando el espejo llega a una de sus posiciones finales y las dos bridas

se ponen en contacto, se activa un final de carrera situado en la zona superior de la brida fija y actúa el mecanismo de fijación. Dicho mecanismo está formado por un sistema de dos horquillas que presionan una brida frente a la otra mediante dos actuadores lineales eléctricos.

A continuación se muestran los pasos de la maniobra de fijación. La figura 3.28 muestra el bogie acercándose a una de sus posiciones extremas (para clarificar la figura se ha ocultado el espejo M5).

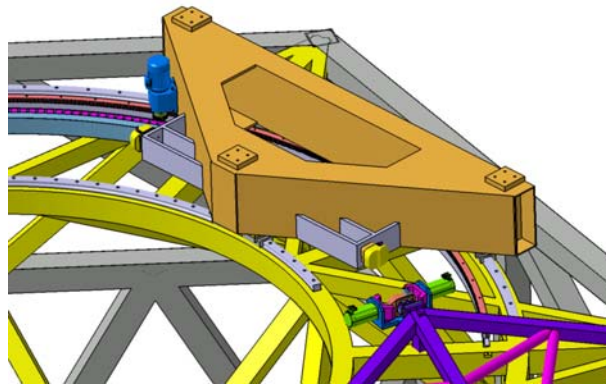


Figura 3.28- Maniobra de aproximación.

En la figura 3.29 se muestra con más detalle el momento en que la brida móvil se acerca a la brida fija. En esta situación, las horquillas se encuentran abiertas.

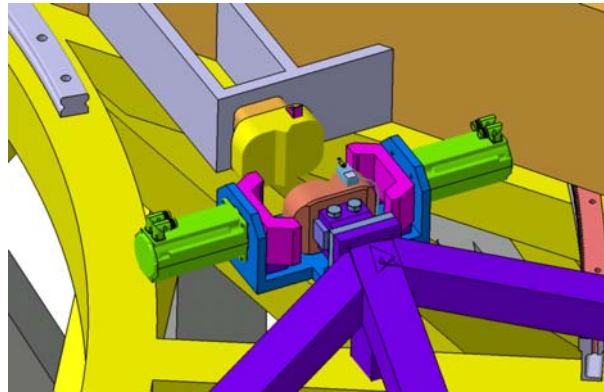


Figura 3.29- Detalle de la maniobra de aproximación.

La figura 3.30 muestra el momento en que la brida fija y la brida móvil entran en contacto activando el final de carrera. La brida móvil tiene una zona resaltada de sección triangular que facilita el encaje en una ranura de que dispone la brida fija. De esta forma se asegura que la maniobra se realiza con precisión y repetibilidad. El final de carrera activa el freno eléctrico del moto-reductor y un temporizador, que cinco segundos después, activa los actuadores lineales para que se cierren las horquillas y se produzca la fijación.

Cuando se realiza la maniobra de fijación, el telescopio se encuentra en posición horizontal, con lo que el sistema de fijación no tiene que sufrir ninguna carga. Cuando el telescopio está en una posición inclinada, la carga transmitida sobre la estructura auxiliar es de compresión, con lo que la reacción sufrida por los actuadores de las horquillas es nula. En cualquier escenario que provocase un desplazamiento sobre el bogie y que intentara abrir las horquillas, la mayor parte de la carga sería absorbida por estas, con lo que la carga aplicada sobre los actuadores sería bastante menor.

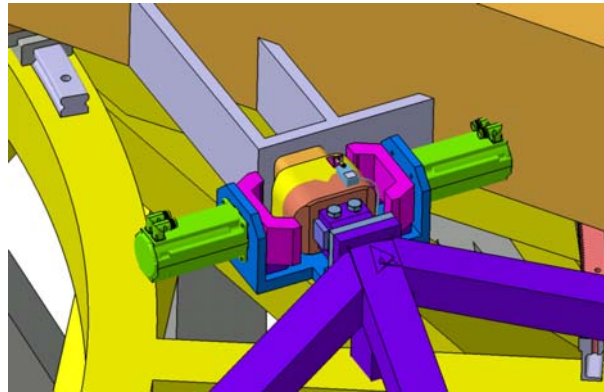


Figura 3.30- Contacto entre la brida móvil y la fija.

Cuando el final de carrera se acciona, se activa un temporizador, que después de un tiempo de seguridad, activa los actuadores lineales cerrando las horquillas, y ejerciendo presión entre ambas bridas.

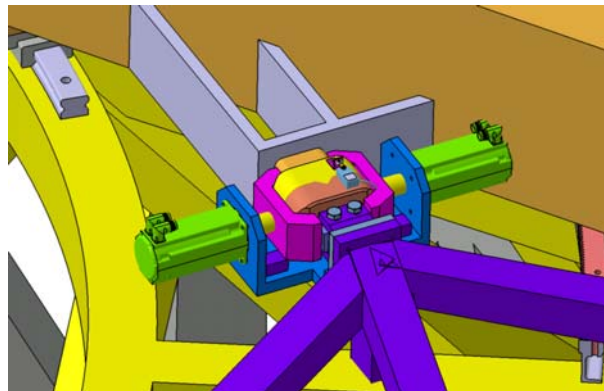


Figura 3.31- Posición de cierre del sistema de fijación.

3.8.1 Estructura auxiliar del mecanismo de fijación.

La estructura auxiliar del mecanismo de fijación está unida a la estructura soporte del mecanismo de rotación y al ARU. Su función es soportar el mecanismo de bloqueo y soportar el espejo M5 cuando está en posición vertical, así como asegurar la repetibilidad de la posición del espejo M5. La figura 3.32 muestra dicha estructura.

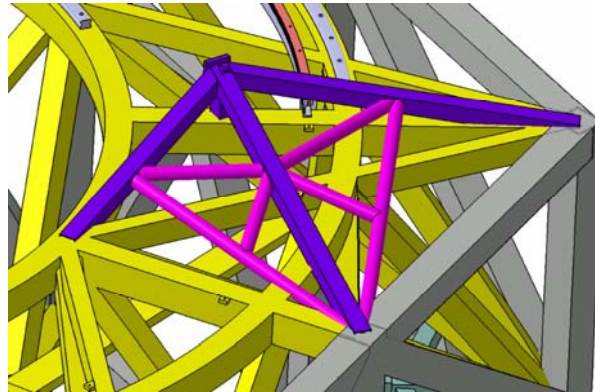


Figura 3.32- Estructura auxiliar del mecanismo de fijación.

La estructura auxiliar esta formado por perfiles de sección cuadrada de 120x120x6 y por tubos de diámetro 80x5 de acero S235. Es una estructura de gran responsabilidad estructural por lo que en el capítulo 5.1.3 se muestran mas detalles de su dimensionado por elementos finitos.

La estructura tiene una placa de unión donde se atornilla la brida fija y el bastidor del sistema de fijación.

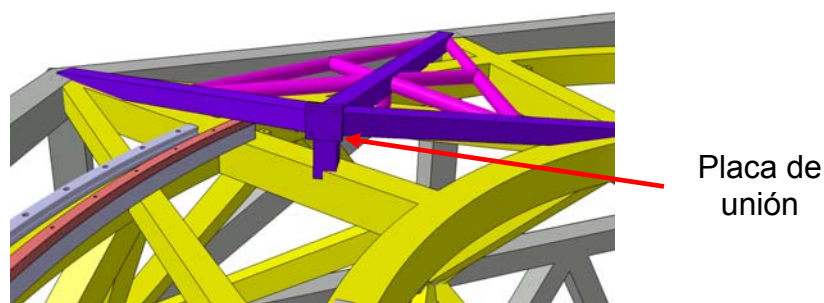


Figura 3.33- Placa de unión de la estructura.

3.8.2 Mecanismo de fijación.

El mecanismo de fijación (véase figura 3.27) tiene como función bloquear el espejo M5 en sus dos posiciones de trabajo. A continuación se describen cada una de las partes que forman dicho mecanismo.

3.8.2.1 Bastidor

El bastidor tiene como función integrar todos los componentes del sistema de fijación y aportar rigidez al conjunto. La figura 3.34 muestra dicho bastidor.

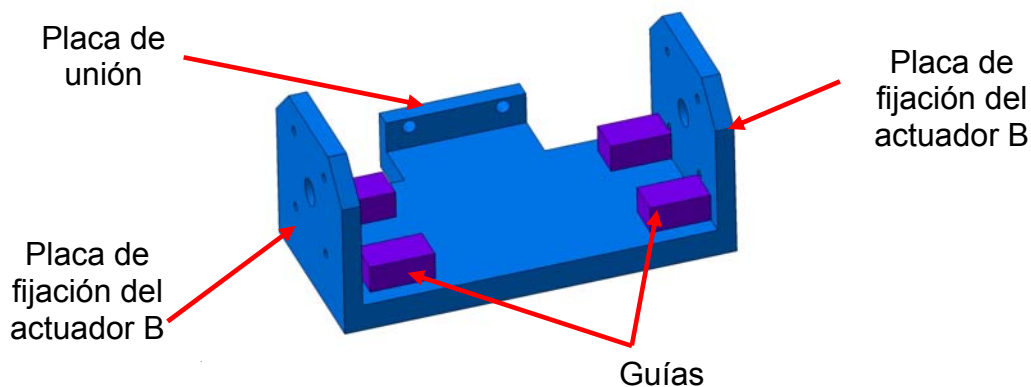


Figura 3.34- Bastidor del sistema de bloqueo.

El bastidor tiene una sección en forma de “U” en cuyos laterales están atornillados los actuadores lineales. En su zona central dispone de cuatro guías sobre las que se deslizan las horquillas durante su desplazamiento.

Esta fabricado de chapas de acero al carbono, unidas por soldaduras. Está fijado mediante dos pernos a la placa de unión de la estructura soporte. Para más información acerca de las dimensiones véase el plano 13-1 del anexo A.

3.8.2.2 Brida móvil

La brida móvil esta montada sobre el bogie y tiene como función ajustarse sobre la brida fija por medio de un resalte. En su cara posterior tiene cuatro taladros roscados para fijarse al bogie mediante pernos.

En su cara superior tiene colocada la escuadra que acciona el final de carrera. La figura 3.35 muestra dicha brida.

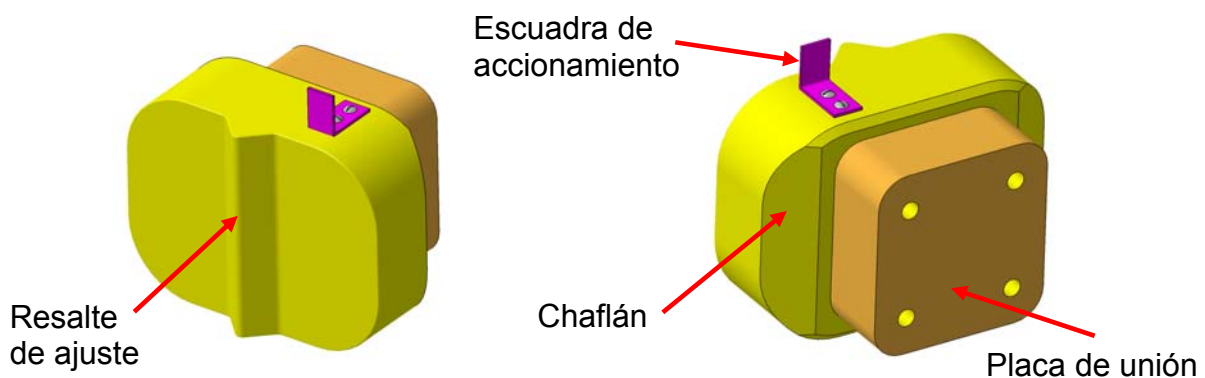


Figura 3.35- Brida móvil del mecanismo de fijación.

Como muestra la figura 3.35 la brida dispone de dos caras achaflanadas para facilitar el cierre de la horquilla. Además el ángulo del chaflán es de 30° con lo que la fuerza necesaria para separar las bridas es menor que la fuerza ejercida por el actuador lineal. Dichas caras están rectificadas para evitar un desgaste excesivo en la horquilla. Además, el material de las bridas y de las horquillas es diferente para evitar el gripado de ambas piezas. Para más información acerca de las dimensiones de la brida, véase el plano 13-2 en el anexo A.

3.8.2.3 Brida fija

La brida fija esta atornillada sobre la estructura soporte y tiene como misión ajustarse con la brida móvil en la maniobra de aproximación mediante una ranura de sección triangular. En la figura 3.36 se muestra la brida fija y su sistema de ajuste.

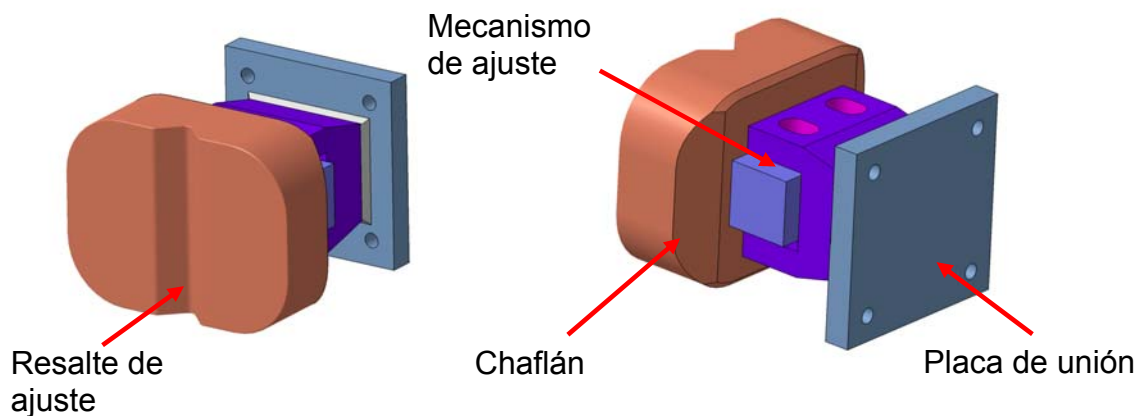


Figura 3.36- Brida fija del mecanismo de fijación.

Dispone de un mecanismo de ajuste para alinear correctamente ambas bridas entre sí. Al igual que la brida fija también dispone de dos caras achaflanadas rectificadas que facilitan la entrada de las horquillas y un desgaste mínimo. Para mas información acerca de las dimensiones véase el plano 13-3 del anexo A.

3.8.2.4 Horquillas

Las horquillas son unas piezas mecanizadas de acero al carbono con una alta rigidez cuya función es la de presionar las bridas entre sí para asegurar su fijación. Son las responsables de absorber la carga si por cualquier circunstancia (arrancada fuerte, frenazo brusco, etc.) las bridas intentaran abrirse.

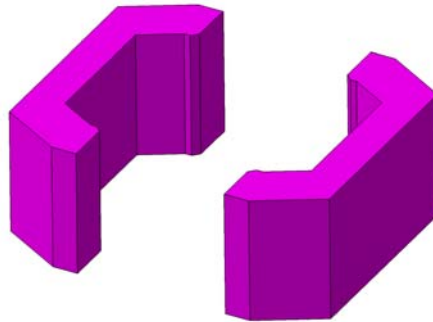


Figura 3.37- Horquillas del sistema de fijación.

En su zona interior tiene dos flancos achaflanados para facilitar la operación de entrada de las horquillas. Para más información acerca de las dimensiones véase el plano 13-4 en el anexo A.

3.8.2.5 Actuador lineal

El actuador lineal es el responsable de realizar el desplazamiento de la horquilla sobre las guías del bastidor durante el cierre de las horquillas. Tiene una carrera de 75mm. El émbolo se desplaza a través de un motor eléctrico y un sistema de tornillo sinfín. En el extremo del émbolo se fija la horquilla mediante un perno.

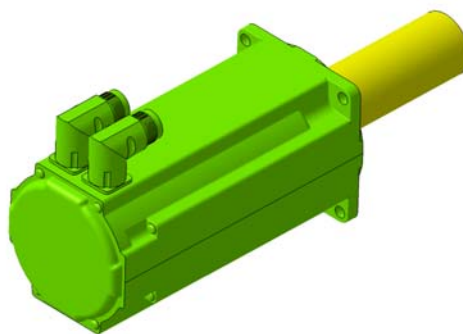


Figura 3.38- Actuador lineal del sistema de fijación.

Tiene un motor monofásico a 220V que se acciona a través de un temporizador que retarda el cierre de las mordazas.

3.9 ROTADOR DE CABLES

Debido al movimiento de rotación del espejo M5 se hace necesario proveer al mecanismo de rotación de un sistema que asegure la continuidad de los cables y tuberías durante el recorrido del espejo. La figura 3.39 muestra las dos posiciones de trabajo que adquiere el espejo M5.

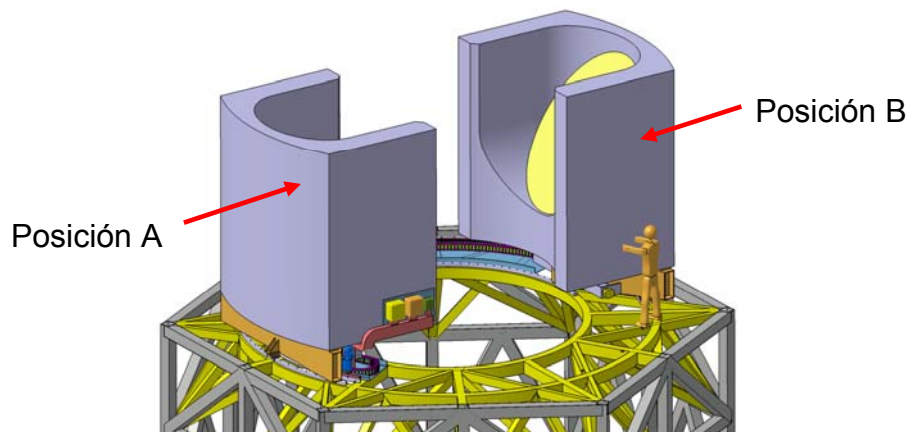


Figura 3.39- Posiciones de trabajo del M5.

La solución adoptada es una cadena portante polimérica que se desliza a través de una guía en forma de canal. Para diseñar la cadena portante se parte de un punto de pivote unido a la estructura fija donde comienza la cadena. En este punto se conectan los cables y conducciones que vienen del telescopio y en el otro extremo se conectan los cables y conducciones para el espejo M5 y para el sistema de traslación. Para ilustrar el movimiento realizado por la cadena, la figura 3.40 muestra tres posiciones que adopta la cadena durante el recorrido.

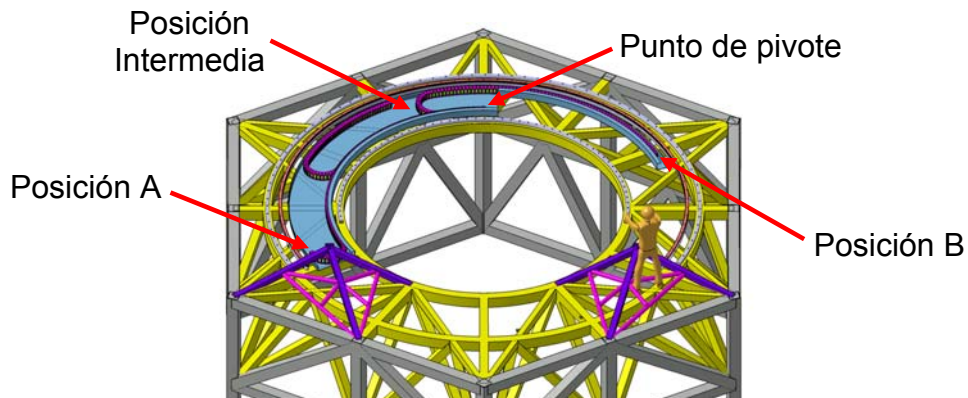


Figura 3.40- Posiciones de la cadena portante.

3.9.1 Cadena Portante

La cadena portante es una cadena formada por eslabones, cuya función es la de proteger los cables y tuberías.

Esta cadena también mantiene un radio constante de 0,3 m para evitar que los cables puedan sufrir roturas por un radio de doblado excesivo. La figura 3.41 muestra varios ejemplos de cadenas portantes.



Figura 3.41- Cadena portante [16].

Dichas cadenas portantes, están indicadas especialmente para elementos de máquinas móviles. Permiten un giro relativo entre eslabones, por lo tanto, tienen la facilidad de formar un radio de curvatura mínimo y mantenerlo constante. Debido a las necesidades de cables de potencia y señal, así como tuberías de agua de refrigeración y aire comprimido el área neta mínima de la cadena debe de ser superior o igual a 75x50mm.

La figura 3.42 muestra la cadena portante en la posición A del espejo M5.

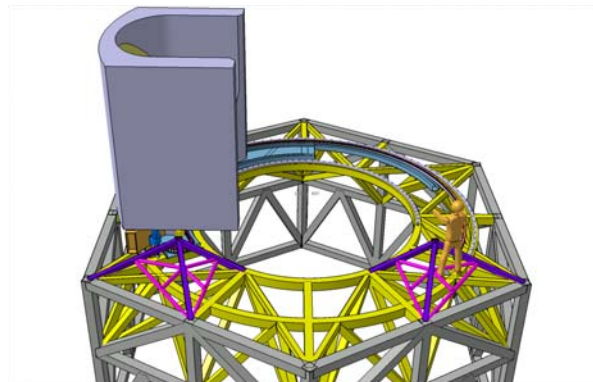


Figura 3.42- Cadena portante en la posición A del espejo M5.

La figura 3.43, muestra la cadena portante en la maniobra de rotación. Se puede observar como se mantiene el radio de curvatura constante durante el desplazamiento.

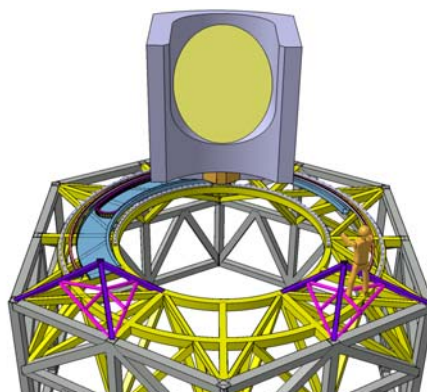


Figura 3.43- Cadena portante durante el recorrido.

La figura 3.44 muestra la posición B del espejo M5. Se puede observar, como la cadena portante se desplaza sobre la guía, asegurando que la operación de recogida de la guía se realiza de forma correcta.

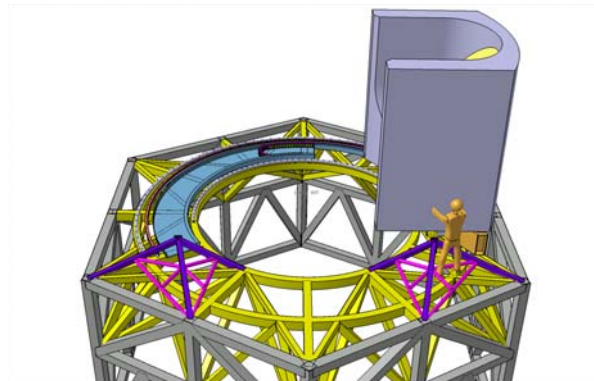


Figura 3.44- Cadena portante en la posición B del espejo M5.

Se ha seleccionado una cadena portante estándar E6.62.08 (para más información véase el anexo C) con unas dimensiones internas de 87x62mm con lo que se obtiene una sección útil de 53,94 cm² mayor que la requerida por la especificación. La longitud de la cadena portante es de 5800mm.

3.9.2 Guía de la Cadena Portante

La guía de la cadena portante, tiene como función asegurar el recorrido de la cadena durante el desplazamiento del espejo M5. Esta fabricada con una chapa plegada de acero galvanizado de tres milímetros de espesor. La figura 3.45 muestra dicha guía.

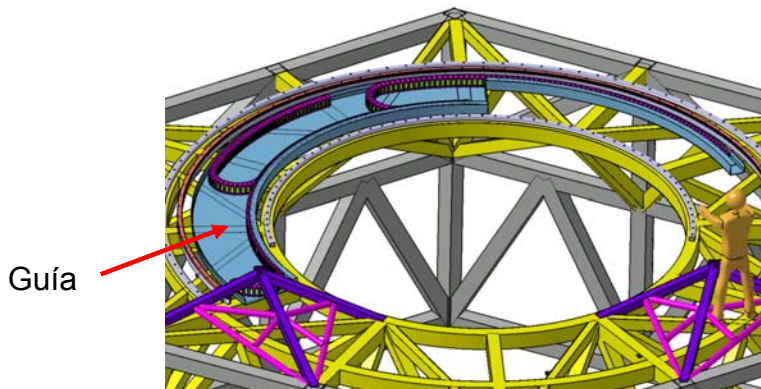


Figura 3.45- Guía de la cadena portante.

La segunda función es evitar que la cadena portante se salga de la guía cuando el telescopio gire. La figura 3.46 muestra la guía de la cadena portante cuando el telescopio está en posición vertical.

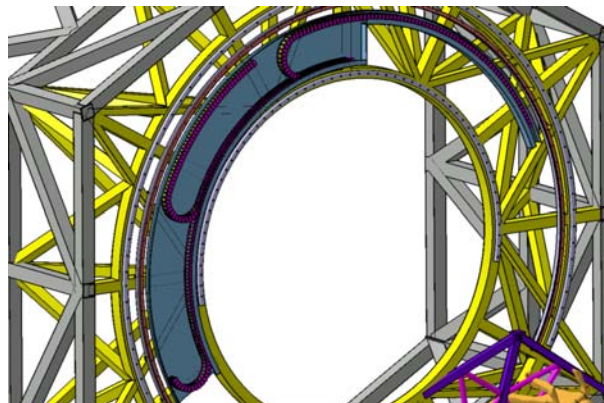


Figura 3.46- Guía de la cadena portante en posición vertical.

La guía tiene una pestaña en la zona interior que evita que la guía se caiga cuando el espejo está en la posición A. La figura 3.47 muestra dicha pestaña.

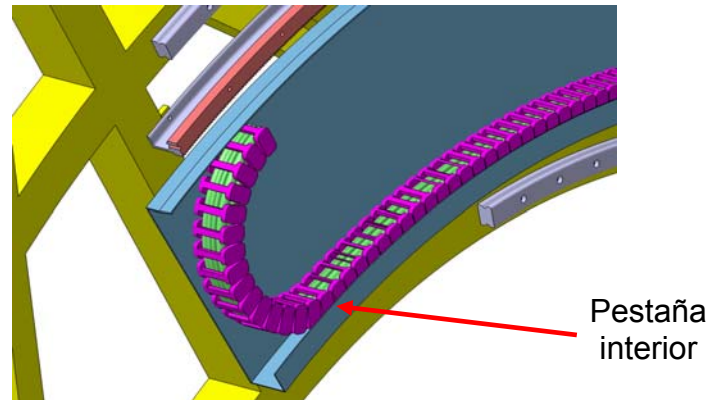


Figura 3.47- Pestaña interior de la guía.

En la posición B del espejo, la guía de la cadena portante es mas estrecha, ya que a esta zona solo llega uno de los ramales de la cadena. La figura 3.48 muestra la zona estrecha de la guía. En esta zona también existe una pestaña interior que evita que la cadena portante se salga.

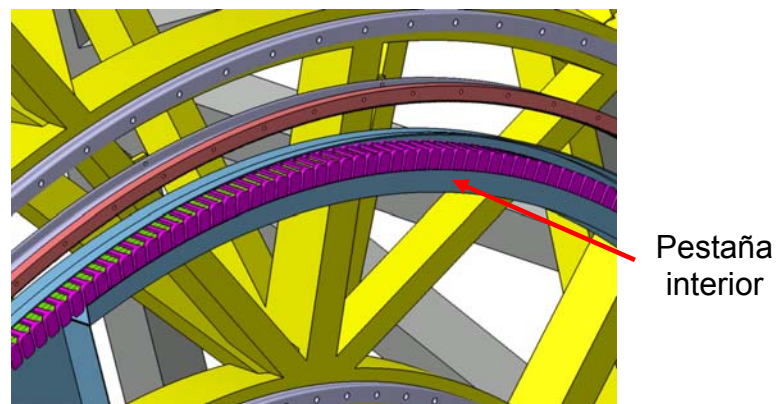


Figura 3.48- Zona estrecha de la guía.

3.10 SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control del mecanismo de rotación es el encargado de recibir las señales eléctricas y de activar/desactivar el motor o los actuadores. Dicho sistema esta formado por el panel de control, los finales de carrera, el encoder y el moto-reductor. La figura 3.49 muestra de forma esquemática dicho sistema.

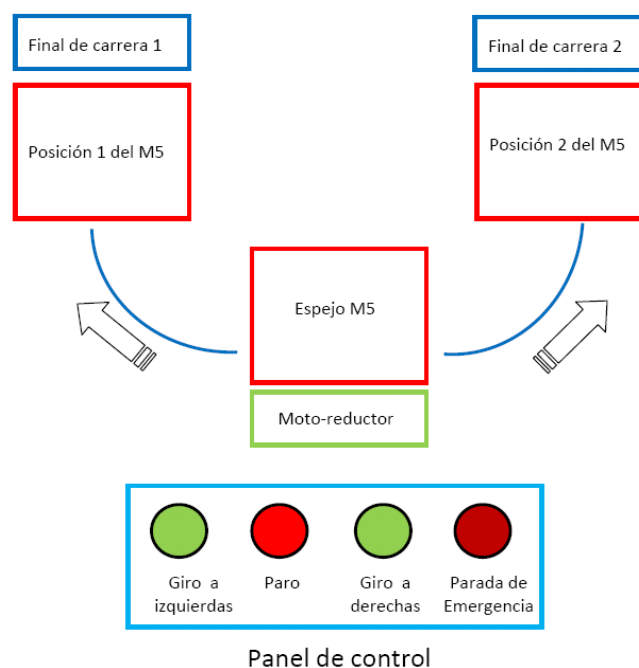


Figura 3.49- Esquema conceptual del sistema de control.

Como muestra la figura 3.49 el espejo M5 es trasladado a través de un moto-reductor. En cada una de las dos posiciones del M5 tenemos un final de carrera cuyo objetivo es activar el freno eléctrico del motor para que el espejo se pare y active el sistema de fijación. Por otro lado se tiene el panel de control, que es manejado por un operador donde se dan las opciones de que el espejo gire a izquierdas, que gire a derechas, la opción de parada y de parada de emergencia.

A continuación se explican los esquemas de potencia y de mando del mecanismo de rotación.

3.10.1 Esquema de Potencia

El esquema de potencia es el encargado de transmitir la corriente eléctrica de la red al moto-reductor del espejo M5.

La figura 3.50 muestra el esquema de potencia utilizado en este mecanismo y que es conocido como “inversor de giro”.

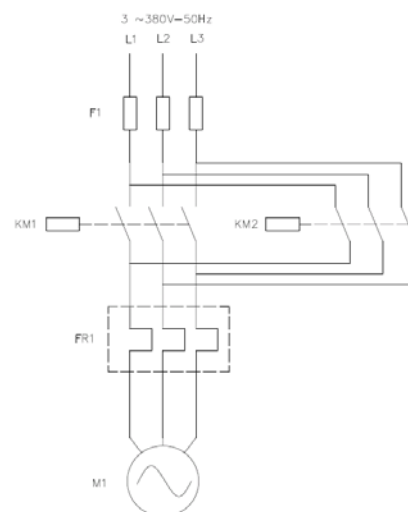


Figura 3.50- Esquema de potencia.

Consta de un sistema de protección frente a cortocircuitos y sobrecargas formado por tres fusibles denominados “F1” y que protegen la instalación eléctrica. También está formado por dos contactores (KM1 y KM2) donde KM1 hace que el motor gire a derechas y KM2 hace que el motor gire a izquierdas. Estos contactores son los responsables de abrir o cerrar la alimentación al motor M1 y como se describe en el siguiente apartado nunca pueden estar activados los dos a la vez (condenación eléctrica). Como se puede observar en la figura el contactor KM2 en

su parte inferior tiene las fases L2 y L3 intercambiadas con el objetivo de cambiar la dirección del flujo magnético del motor, cambiando su dirección de giro.

El circuito también consta de un relé de protección para el motor (FR1) que es el responsable de proteger al motor frente a cortocircuitos y sobrecargas de una forma más localizada.

Por último el circuito consta de un motor asíncrono trifásico de jaula de ardilla que funciona a 380V con una potencia de 1.1 KW.

Para más información acerca del dimensionado del moto-reductor, véase el capítulo 4.6.1 .

3.10.2 Esquema de Mando

El esquema de mando es el responsable de transmitir las señales eléctricas que accionan los contactores del circuito de potencia desde el panel de control y los finales de carrera. La figura 3.51 muestra el esquema de mando del mecanismo de rotación.

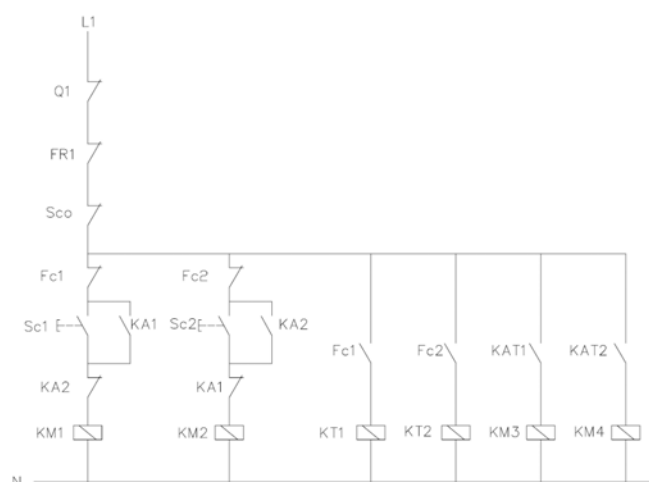


Figura 3.51- Esquema de mando.

Donde:

- Q1: Parada de emergencia.
- FR1: Contacto NC del relé térmico.
- Sco: Interruptor de paro
- Fc1: Final de carrera 1.
- Fc2: Final de carrera 2.
- Sc1: Interruptor de giro a derechas.
- Sc2: Interruptor de giro a izquierdas.
- KA1: Contacto auxiliar del contactor KM1.
- KA2: Contacto auxiliar del contactor KM2.
- KM1: Bobina del contactor KM1.
- KM2: Bobina del contactor KM2.
- KT1: Temporizador de operación de la mordaza A.
- KT2: Temporizador de operación de la mordaza B.
- KM3: Contactor monofásico del actuador lineal de la mordaza A.
- KM4: Contactor monofásico del actuador lineal de la mordaza B.

Como muestra la figura 3.51 el contacto NC Q1 pertenece a la parada de emergencia, el segundo contacto NC FR1 pertenece al relé térmico del motor y el tercer contacto NC Sco pertenece al interruptor de paro. Estos tres contactos, de seguridad abren el circuito y desactivan el motor en cualquier momento. Las dos

primeras ramas realizan las mismas funciones, pero en un caso el motor gira a la derecha y en el segundo caso el motor gira a la izquierda.

En la rama de la izquierda el primer contacto NC (Fc1) pertenece al final de carrera N°1, que es el encargado de abrir el circuito cuando el espejo M5 llega a su posición extrema, el segundo contacto NA (Sc1) pertenece al interruptor de giro a derechas que cuando se pulsa activa la bobina del contactor KM1 que al activarse realimenta el contacto KA1 para evitar que el circuito se vuelva a abrir al dejar de pulsar el interruptor Sc1. El contacto NC KA2 es la “condenación eléctrica” que evita que los dos contactores puedan activarse a la vez.

La segunda rama realiza la misma función que la primera rama pero con el motor girando en el otro sentido.

La tercera rama, tiene el primer contacto NA Fc1 que pertenece al final de carrera N°1 que activa el temporizador KT1. En el momento que se activa el final de carrera Fc1 se activa el temporizador KT1 retardando cinco segundos el cierre de las mordazas de la posición A.

La cuarta rama realiza la misma función que la tercera rama pero activando el temporizador de las mordazas de la posición B.

En la quinta rama, el contacto NA KTA1 activa el contactor monofásico del actuador lineal de las mordazas de la posición A. Una vez que la mordaza se ha cerrado, el actuador lineal tiene un sensor de carga que desactiva el actuador manteniendo la carga aplicada por las mordazas constante.

La sexta rama realiza la misma función que la quinta rama pero con los actuadores de la posición B.

3.10.3 Finales de Carrera

Un final de carrera es un dispositivo electromecánico que tiene como función, traducir una señal física en una señal eléctrica. En este caso, éste será el encargado de comunicar al sistema de control que el bogie ha llegado a una de sus posiciones de trabajo. Cuando el bogie llega a una de sus posiciones de trabajo, el final de carrera se activa y manda una señal eléctrica al sistema de control. El final de carrera seleccionado se muestra en la figura 3.52.



Figura 3.52- Final de carrera.

En el mecanismo de fijación, está colocado sobre la brida fija, activándose por una escuadra colocada sobre la brida móvil.

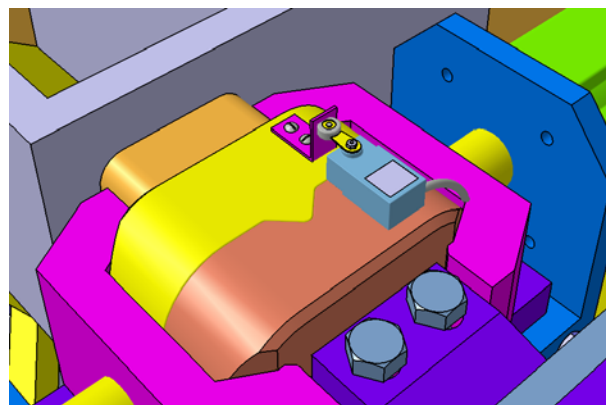


Figura 3.53- Localización del final de carrera.

4

Cálculos

4. CÁLCULOS

4.1 CÁLCULO DE REACCIONES SOBRE EL BOGIE

El espejo M5 tiene tres placas de interfase sobre las que transmite las cargas al bogie. En la figura 4.1 se ilustra la masa del espejo y las reacciones sobre las placas de interfase.

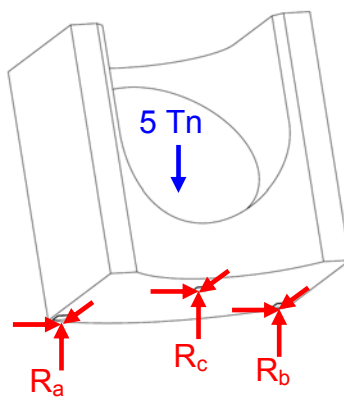


Figura 4.1- Cargas y reacciones en los apoyos del espejo M5.

Las distancias entre los apoyos y con respecto al centro de gravedad se muestran en la figura 4.2.

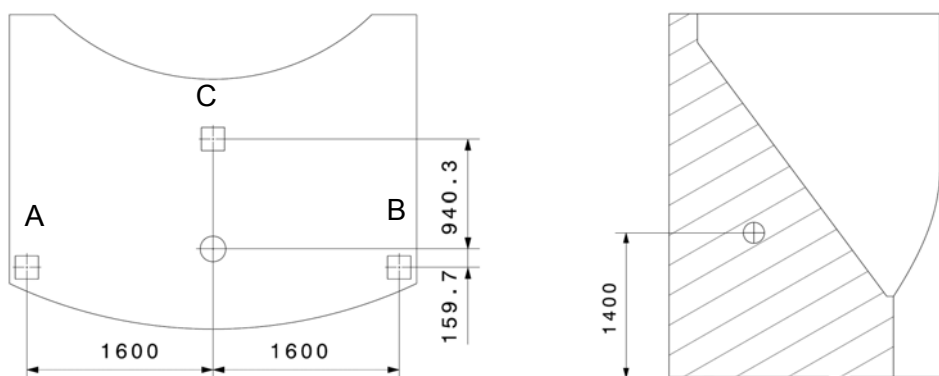


Figura 4.2- Localización del centro de gravedad del espejo M5.

A continuación se realiza el cálculo de las reacciones sobre los apoyos para verificar que las uniones espejo-bogie, bogie-guía, patines y estructura soporte cumplen las especificaciones de carga máxima.

Para la realización de los cálculos es necesaria la utilización de la normativa vigente en el país donde se instale el telescopio. Debido a que en este momento no se ha decidido si será en Chile o en España, para el presente PFC se va a utilizar la normativa vigente en España. Para este proyecto se ha decidido no realizar un análisis sísmico, aun siendo consciente de que por la futura localización es necesario, debido a que dicho análisis es interesante realizarlo de forma global en toda la estructura del telescopio y no de forma local, en una pequeña parte del mismo.

Para el cálculo de la estructura metálica y el estudio de los diferentes casos de carga se va a utilizar el CTE [4].

La carga del espejo M5 debida al peso propio es:

$$F_{M5} = m_{M5} \cdot g \cdot \gamma = 5000Kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 1,35 = 66,21KN$$

Donde:

- F_{M5} : Carga del espejo M5
- m_{M5} : Masa del espejo M5
- g : Aceleración de la gravedad
- γ : Coeficiente de seguridad

Como muestra la figura 4.3 el telescopio puede girar desde 0 a 90°, por lo tanto se deben estudiar dos casos de carga, correspondientes a las posiciones extremas del espejo M5.

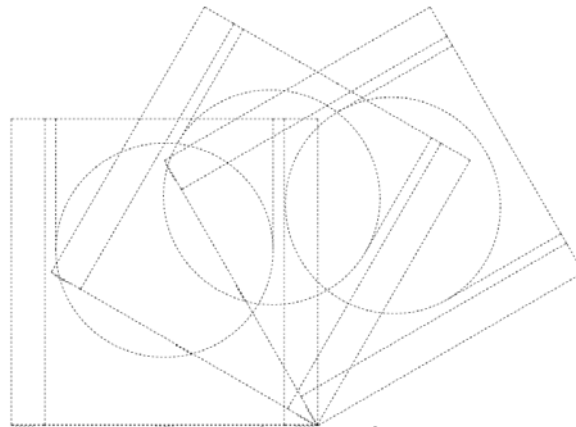


Figura 4.3- Inclinación del espejo M5.

Se deben estudiar las reacciones en los apoyos cuando el mecanismo de rotación está en funcionamiento, es decir, cuando el telescopio está a 0° y el caso extremo, que es cuando el telescopio está a 90°.

4.1.1 Caso de carga N°1

El primer caso de carga que se estudia es cuando la estructura de altitud está a 0°, es decir cuando el espejo está en posición horizontal.

Como únicamente se tiene la carga debida al peso propio las reacciones en los apoyos son:

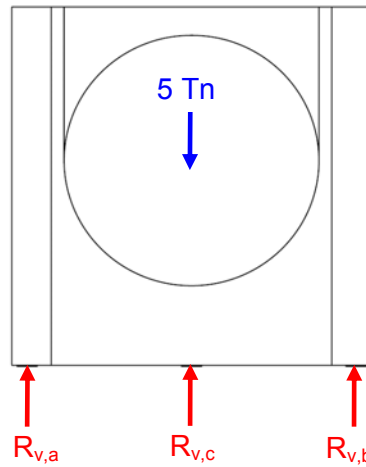


Figura 4.4- Caso de carga N°1.

Para obtener las reacciones en los apoyos se considera que existen dos líneas de apoyos ficticias (L1 y L2).

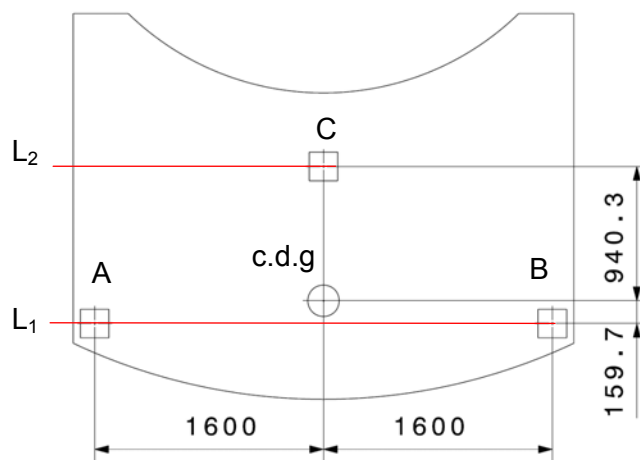


Figura 4.5- Líneas de apoyos.

Se considera las reacciones en los apoyos “A” y “B” como la reacción R_{L1} y la reacción en el apoyo “C” como la reacción R_{L2} , el sumatorio de momentos en torno al apoyo “A” será:

$$\sum M_a = 0 \rightarrow F_{M5} \cdot 0,159 - R_{L2} \cdot 1,1 = 0$$

Se opera en la ecuación, y se obtiene la reacción en la línea de apoyos 2.

$$R_{L2} = \frac{F_{M5} \cdot 0,159}{1,1} = \frac{66,21KN \cdot 0,159m}{1,1m} = 9,57KN$$

Conocida la reacción en la línea de apoyos 2, se hace un sumatorio de fuerzas verticales y se despeja la reacción en la línea de apoyos 1.

$$\sum F_v = 0 \rightarrow R_{L1} + R_{L2} = F_{M5}$$

$$R_{L1} = F_{M5} - R_{L2} = 66,21KN - 9,57KN = 56,64KN$$

Como en la línea de apoyos se tienen las reacciones del apoyo “a” y del “b”, la carga en cada apoyo es:

$$R_{v,a} = R_{v,b} = \frac{R_{L1}}{2} = \frac{56,64}{2} = 28,32KN$$

En la línea de apoyos 2, únicamente se tiene el apoyo “c”, la reacción en el apoyo “c” es:

$$R_{v,c} = R_{L2} = 9,57KN$$

4.1.2 Caso de carga N°2

El segundo caso de carga es cuando el telescopio está girado a 90°, donde el espejo M5 se encuentra girado (figura 4.6), con lo que se tienen reacciones de tracción en la placa superior y de compresión en la placa central e inferior. A continuación se muestran las reacciones en los apoyos.

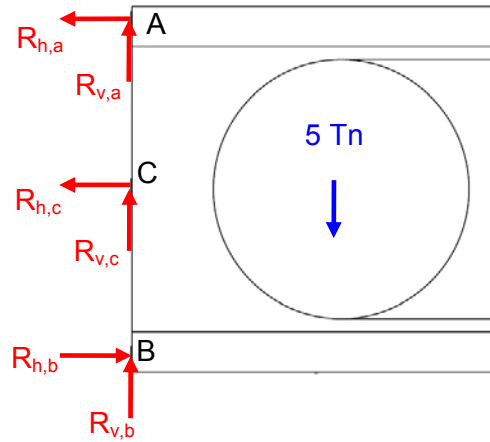


Figura 4.6- Caso de carga N°2.

La carga del peso propio del espejo M5 se puede sustituir por un momento y una carga vertical, para simplificar los cálculos. El momento en el apoyo “C” es:

$$M = F_{M5} \cdot d = 66,21 \cdot 1,4 = 92,69 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

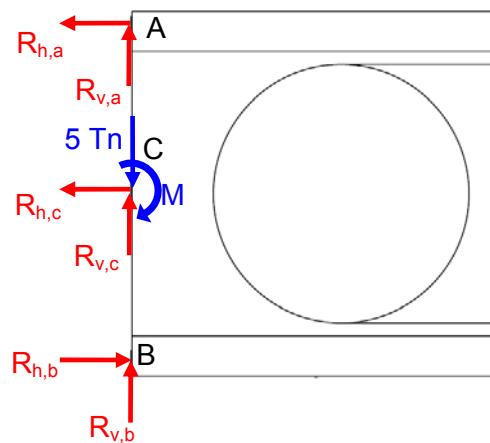


Figura 4.7- Simplificación del caso de carga N°2.

Para obtener las cargas verticales en los apoyos se hace un equilibrio de momentos en torno al punto “A”.

$$\sum M_a = 0 \rightarrow F_{M5} \cdot 0,159 - R_{v,c} \cdot 1,1 = 0$$

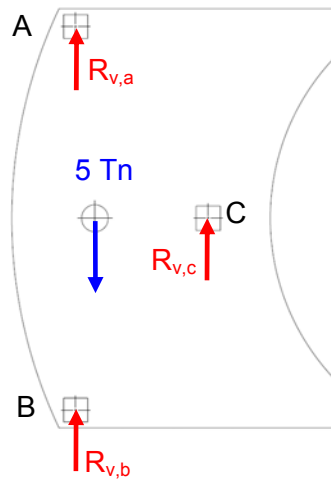


Figura 4.8- Reacciones en el plano inferior del espejo M5.

Se opera en la expresión anterior:

$$R_{v,c} = \frac{F_{M5} \cdot 0,159}{1,1} = \frac{66,21 \cdot 0,159}{1,1} = 9,57 \text{ KN}$$

Se hace el equilibrio de fuerzas verticales:

$$F_{M5} = R_{v,c} + R_{L1} \rightarrow R_{L1} = F_{M5} - R_{v,c} = 66,21 - 9,57 = 56,64 \text{ KN}$$

Luego, si se considera que las dos cargas aplicadas sobre la línea N° 1:

$$R_{v,a} = R_{v,b} = \frac{R_{L1}}{2} = \frac{56,64}{2} = 28,32 \text{ KN}$$

Para calcular las reacciones horizontales se hace un sumatorio de momentos en torno al punto "C".

$$\sum M_c = 0 \rightarrow M - R_{h,a} \cdot 1,6 - R_{h,b} \cdot 1,6 = 0$$

Si se considera, que por equilibrio de fuerzas horizontales $R_{h,a} = R_{h,b} = R_h$ la reacción horizontal en los apoyos es:

$$M = R_{h,a} \cdot 1,6 + R_{h,b} \cdot 1,6 = 2 \cdot R_h \cdot 1,6$$

Luego la reacción horizontal de la ecuación anterior se obtiene:

$$R_h = \frac{M}{2 \cdot 1,6} = \frac{92,69 \text{ KN} \cdot \text{m}}{2 \cdot 1,6 \text{ m}} = 28,96 \text{ KN}$$

Por lo que las reacciones en los apoyos "a" y "b" son:

$$R_{h,a} = R_{h,b} = 28,96 \text{ KN}$$

4.2 CÁLULO DE LA UNIÓN ATORNILLADA ENTRE EL ESPEJO M5 Y EL BOGIE

Una vez que se han obtenido las reacciones en las placas de apoyo, se hace necesario comprobar la resistencia de la unión atornillada.

Cada placa de apoyo, está unida mediante cuatro tornillos de M20 con una calidad 8.8. Como los tornillos de la unión vienen impuestos por el cliente, se debe comprobar que dicha unión resiste los esfuerzos obtenidos en el apartado 4.1 del presente documento.

Como se puede observar, el caso de carga más desfavorable, pertenece al caso de carga N°2 y se da en el apoyo “A” donde la carga de tracción es $R_{h,a} = 28,96KN$ y la carga de cortante es $R_{v,a} = 28,36KN$.

Se considera que cada tornillo absorbe una cuarta parte de la carga total, el esfuerzo de cálculo a tracción es:

$$F_{t,Ed} = \frac{R_{h,a}}{4} = \frac{28,96KN}{4} = 7,24KN$$

El esfuerzo a cortante del tornillo es:

$$F_{v,Ed} = \frac{R_{v,a}}{4} = \frac{28,36KN}{4} = 7,09KN$$

A continuación se describe la metodología de cálculo de uniones atornilladas según el CTE-SE-A.

4.2.1 Introducción al cálculo de uniones atornilladas.

Se utiliza el CTE-SE-A para dimensionar correctamente una unión atornillada. Para ello se debe comprobar:

- La resistencia a tracción.
- La resistencia a cortante.
- Comprobación de esfuerzos combinados.

4.2.1.1 Comprobación de la unión a tracción.

Para calcular la unión a esfuerzos de tracción se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

- $F_{t,Rd}$: Es el esfuerzo resistente del tornillo a tracción.
- f_{ub} : Es el límite de rotura del material del tornillo.
- A_s : Es el área efectiva de la sección del tornillo.
- γ_{M2} : Es el coeficiente de minoración de la resistencia del material.

4.2.1.2 Comprobación de la unión a esfuerzo cortante.

Para calcular la unión a esfuerzos de cortadura se aplicará la siguiente expresión:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

- $F_{v,Rd}$: Es el esfuerzo resistente del tornillo a cortadura.
- f_{ub} : Es el límite de rotura del material del tornillo.
- A : Es el área efectiva de la sección del tornillo.
- γ_{M2} : Es el coeficiente de minoración de la resistencia del material.

4.2.1.3 Comprobación a esfuerzos combinados.

Para comprobar la resistencia de la unión bajo esfuerzos combinados se debe utilizar la siguiente expresión:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1$$

Donde:

- $F_{v,Ed}$: Es el esfuerzo de cálculo del tornillo a cortadura.
- $F_{v,Rd}$: Es el esfuerzo resistente del tornillo a cortadura.
- $F_{t,Ed}$: Es el esfuerzo de cálculo del tornillo a tracción.
- $F_{t,Rd}$: Es el esfuerzo resistente del tornillo a tracción.

4.2.2 Cálculo de la unión a esfuerzo de tracción.

Con todo lo mencionado el esfuerzo resistente a tracción para un tornillo M20 y calidad 8.8 será:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0,9 \cdot 800 \frac{N}{mm^2} \cdot 245 mm^2}{1,25} = 141,12 KN$$

4.2.3 Cálculo de la unión a esfuerzo de cortadura.

El esfuerzo resistente a cortante para un tornillo M20 y calidad 8.8 será:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}} = \frac{0,5 \cdot 800 \frac{N}{mm^2} \cdot 314,16 mm^2}{1,25} = 100,5 KN$$

4.2.4 Cálculo de la unión a esfuerzos combinados.

Es esfuerzo resistente a esfuerzos combinados será:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1 \quad - - > \frac{7,09 KN}{100,5 KN} + \frac{7,24 KN}{1,4 \cdot 141,12} = 0,107 \leq 1$$

Como se puede observar, en el caso de carga mas desfavorable el tornillo esta trabajando al 10,7% de su capacidad.

4.3 CÁLCULO DE REACCIONES SOBRE LOS PATINES

El bogie tiene en su parte superior tres placas de interfase donde se apoya el espejo M5. A su vez, el bogie tiene cuatro placas de apoyo en su parte inferior, aunque para simplificar los cálculos los apoyos centrales se considera como uno solo, debido a su proximidad.

La figura 4.9 muestra las cargas aplicadas sobre el bogie (las reacciones del M5 y el peso propio del bogie) y las reacciones en sus placas de apoyos.

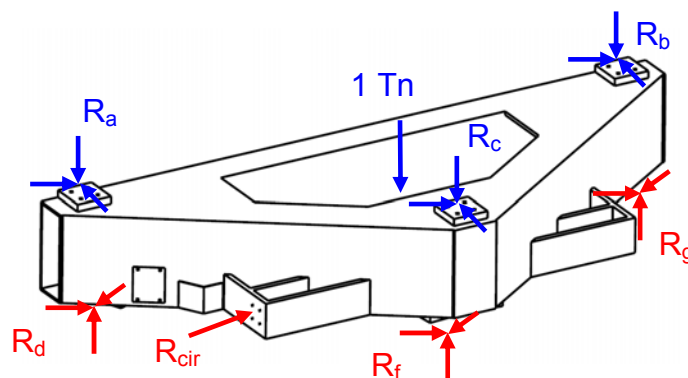


Figura 4.9- Cargas y reacciones en los apoyos del bogie.

La figura 4.10 muestra la localización del centro de gravedad del bogie.

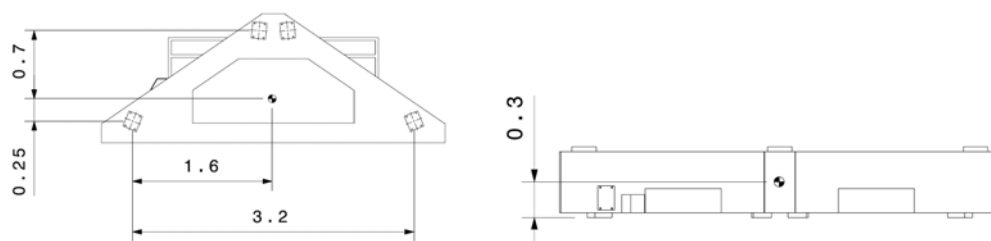


Figura 4.10- Localización del centro de gravedad del bogie.

A continuación se calculan las reacciones sobre los apoyos, para verificar que la unión atornillada y los patines seleccionados cumplen las especificaciones de carga máxima. La carga del bogie debida al peso propio es:

$$F_{bog} = m_{bog} \cdot g \cdot \gamma = 1000Kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 1,35 = 13,24KN$$

Donde:

- F_{bog} : Carga del bogie
- m_{bog} : Masa del bogie
- g : Aceleración de la gravedad
- γ : Coeficiente de seguridad

De la misma forma que en el apartado anterior se debe de estudiar dos casos diferentes de carga. El caso N°1, cuando el espejo está en horizontal y el caso N°2, cuando el telescopio está en su posición de 90°.

4.3.1 Caso de carga N°1

En este caso y debido a que las cargas aplicadas sobre el bogie por el peso propio del espejo M5, se encuentran colineales con las reacciones sufridas en las placas de apoyo del bogie, se puede estudiar las reacciones del bogie debidas al peso propio de forma aislada, y al final sumar ambas reacciones para obtener la reacción total.

Como únicamente se tiene la carga debida al peso propio las reacciones en los apoyos son:

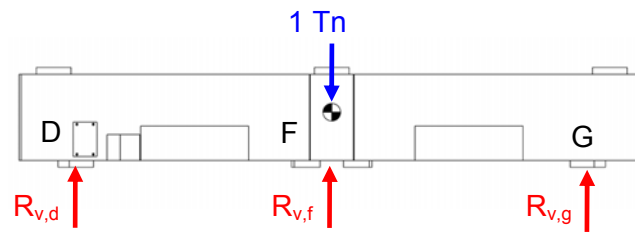


Figura 4.11- Caso de carga N°1.

Para obtener las reacciones en los apoyos se considera que existen dos líneas de apoyos ficticias.

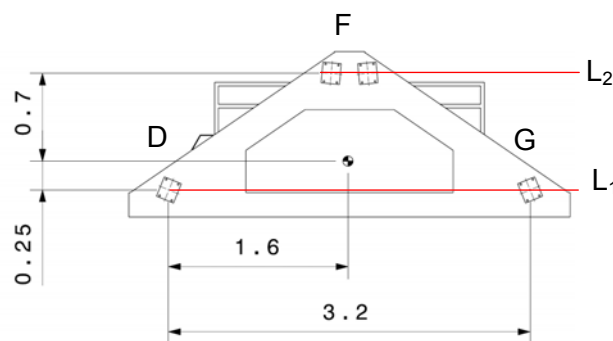


Figura 4.12- Líneas de apoyos.

Se consideran las reacciones en los apoyos “D” y “G” como la reacción R_{L1} y la reacción en el apoyo “F” como la reacción R_{L2} , se hace un sumatorio de momentos en torno al apoyo “D”:

$$\sum M_d = 0 \rightarrow F_{bog} \cdot 0,25 - R_{L2} \cdot 1,05 = 0$$

Si se opera en la ecuación, se obtiene la reacción en la línea de apoyos 2.

$$R_{L2} = \frac{F_{bog} \cdot 0,25}{1,05} = \frac{13,24KN \cdot 0,25m}{1,05m} = 3,15KN$$

Conocida la reacción en la línea de apoyos 2, se puede hacer un sumatorio de fuerzas verticales y despejar la reacción en la línea de apoyos 1.

$$\sum F_v = 0 \rightarrow R_{L1} + R_{L2} = F_{bog}$$

$$R_{L1} = F_{bog} - R_{L2} = 13,24KN - 3,15KN = 10,09KN$$

Como en la línea de apoyos Nº1 se tienen las reacciones del apoyo “d” y del “g”, la carga en cada apoyo es:

$$R_{v,d} = R_{v,g} = \frac{R_{L1}}{2} = \frac{10,09}{2} = 5,04KN$$

En la línea de apoyos 2, únicamente se tiene el apoyo “f”, luego la reacción en ese apoyo será:

$$R_{v,f} = R_{L2} = 3,15KN$$

Ahora si se suman a las reacciones del bogie, calculadas de forma aislada a las reacciones del espejo M5, se obtienen las reacciones totales en los apoyos del bogie.

Las reacciones en el apoyo D son:

$$R_{vt,d} = R_{v,a} + R_{v,d} = 28,36KN + 5,04KN = 33,4KN$$

Las reacciones en el apoyo F son:

$$R_{vt,f} = R_{v,c} + R_{v,f} = 9,57\text{KN} + 3,15\text{KN} = 12,72\text{KN}$$

Las reacciones en el apoyo G son:

$$R_{vt,g} = R_{v,b} + R_{v,g} = 28,36\text{KN} + 5,04\text{KN} = 33,4\text{KN}$$

4.3.2 Caso de carga N°2

El caso de carga N° 2 corresponde a cuando el telescopio se encuentra girado 90°. En esta posición, además de tensiones de compresión, también se tienen tensiones de tracción en los apoyos “D” y “F”. El sistema de cargas producido en esta posición sobre el bogie se muestra en la figura 4.13.

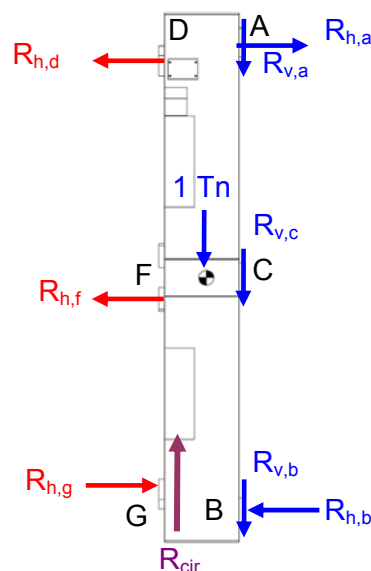


Figura 4.13- Caso de carga N°2.

Se realiza un equilibrio de fuerzas verticales, se obtiene la reacción R_{cir} .

$$R_{cir} = F_{bog} + R_{v,b} + R_{v,c} + R_{v,a} = 13,24KN + 28,36KN + 9,57KN + 28,36KN = 79,53KN$$

Luego, el apoyo circunferencial de la estructura debe soportar una carga de:

$$R_{cir} = 79,53KN$$

Para obtener las cargas horizontales, se toman momentos en el punto “c”:

$$\sum M_c = 0 \rightarrow (R_{v,a} + R_{v,c} + R_{v,b}) \cdot 0,6 + R_{h,a} \cdot 1,6 + R_{h,b} \cdot 1,6 - R_{h,d} \cdot 1,6 - R_{h,g} \cdot 1,6 - R_{cir} \cdot 0,15 = 0$$

Si se opera en la ecuación:

$$(R_{h,d} + R_{h,g}) \cdot 1,6 = (R_{v,a} + R_{v,c} + R_{v,b}) \cdot 0,6 + R_{h,a} \cdot 1,6 + R_{h,b} \cdot 1,6 - R_{cir} \cdot 0,15 \quad (1)$$

Se hace un equilibrio de fuerzas verticales y se obtiene que:

$$R_{h,d} - R_{h,g} = 0 \rightarrow R_{h,d} = R_{h,g}$$

Por lo tanto, la ecuación (1) queda de la siguiente forma:

$$2 \cdot R_{h,d,g} \cdot 1,6 = (R_{v,a} + R_{v,c} + R_{v,b}) \cdot 0,6 + R_{h,a} \cdot 1,6 + R_{h,b} \cdot 1,6 - R_{cir} \cdot 0,15$$

La reacción horizontal en los apoyos “d” y “g” son:

$$R_{h,d,g} = \frac{(R_{v,a} + R_{v,c} + R_{v,b}) \cdot 0,6 + R_{h,a} \cdot 1,6 + R_{h,b} \cdot 1,6 - R_{cir} \cdot 0,15}{2 \cdot 1,6}$$

$$R_{h,d,g} = \frac{(R_{v,a} + R_{v,c} + R_{v,b}) \cdot 0,6 + R_{h,a} \cdot 1,6 + R_{h,b} \cdot 1,6 - R_{cir} \cdot 0,15}{2 \cdot 1,6}$$

$$R_{h,d,g} = \frac{(28,36KN + 9,57KN + 28,36KN) \cdot 0,6 + 28,96KN \cdot 1,6 + 28,96KN \cdot 1,6 - 79,53KN \cdot 0,15}{2 \cdot 1,6} =$$

$$R_{h,d,g} = R_{h,d} = R_{h,g} = 37,66KN$$

4.4 CÁLCULO DE LA UNIÓN ATORNILLADA ENTRE EL BOGIE Y LOS PATINES

La unión entre el bogie y los patines se realiza a través de una placa de interfase de 200x200mm con cuatro tornillos M16. De los casos de carga estudiados en el apartado 4.3, el más desfavorable es el calculado en el apartado 4.3.2, en donde únicamente se tiene un esfuerzo axial de 37,66KN ya que el esfuerzo cortante lo absorbe el apoyo circunferencial.

Por lo anteriormente mencionado, en este caso solamente se debe estudiar la unión para esfuerzo de tracción.

4.4.1 Cálculo de la unión a esfuerzo de tracción.

El esfuerzo resistente a tracción para un tornillo M16 y calidad 8.8 es:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{0,9 \cdot 800 \frac{N}{mm^2} \cdot 157mm^2}{1,25} = 90,43KN$$

Como la carga total aplicada en la placa es de $R_{h,d} = 37,66KN$ cada tornillo absorbe:

$$F_{t,Ed} = \frac{37,66KN}{4} = 9,4KN$$

Como $F_{t,Rd} \geq F_{t,Ed}$, la unión resiste al peor caso de carga sufrida en la unión atornillada. Cada tornillo trabaja al 10,3% de su capacidad nominal.

4.5 COMPROBACIÓN DE LA RESISTENCIA DE LOS PATINES

El catálogo del fabricante de las guías lineales, indica el tipo de cargas admisibles por los patines.

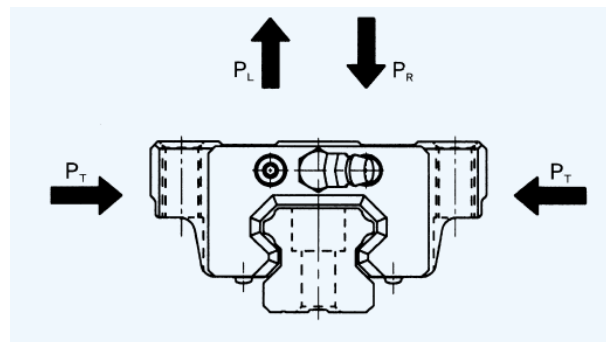


Figura 4.14- Cargas admisibles por los patines [14].

Como se puede observar en la figura 4.14, los patines admiten cargas de cortante en las dos direcciones radiales y cargas de tracción y compresión.

La carga equivalente se calcula con la siguiente expresión:

$$P_E = P_R(P_L) + P_T \quad (2)$$

Donde:

- P_E : Es la carga equivalente.
- P_R : Es la carga de de compresión.
- P_L : Es la carga de tracción.
- P_T : Es la carga de cortadura.

El caso de carga más desfavorable es el que se ha calculado en el apartado 4.3.2 en donde el patín soporta una carga de tracción (o de compresión en el patín simétrico) de $P_L = 37,66KN$. En este caso no se tiene esfuerzo cortante, con lo que si se utiliza la expresión (2) la carga equivalente en el patín es de $P_E = 37,66KN$.

En el catálogo del fabricante se puede observar que la capacidad de carga estática del patín es de $P = 141KN$, luego en el caso de carga más desfavorable el patín trabaja al 26,7%.

4.6 DIMENSIONADO DEL MOTO-REDUCTOR

4.6.1 Cálculo de la potencia nominal del Moto-Reductor.

La carga normal que debe de ser arrastrada por el sistema de transmisión es:

$$F_N = F_{M5} + F_{bog} = 66,21KN + 13,24KN = 79,45KN$$

Si se asume un coeficiente de fricción empírico de $\mu = 0,1$, que ha sido proporcionado por el fabricante, la carga aplicada sobre el bogie para producir el desplazamiento debe de ser:

$$F_{t,apl} = F_N \cdot \mu = 79,45 \text{ KN} \cdot 0,1 = 7945 \text{ N}$$

Como se muestra en la figura 4.15, la carga aplicada para desplazar el bogie es la carga tangencial aplicada por el piñón.

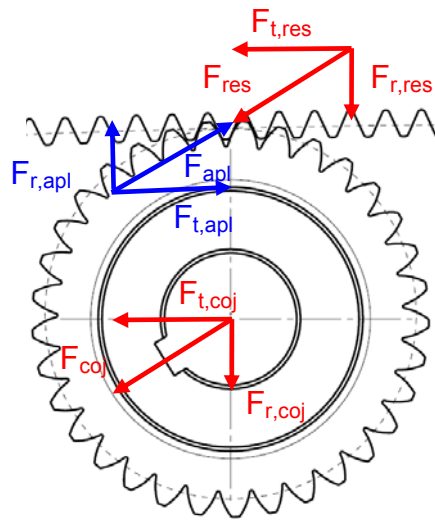


Figura 4.15- Carga tangencial aplicada por el piñón.

Luego, el par motor mínimo del moto-reductor será:

$$M_{t,min} = F_{t,apl} \cdot r_{pri,piñon} = 7945 \text{ N} \cdot 0,0495 \text{ m} = 393 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como se puede observar, el par motor mínimo ($M_{t,min} = 393 \text{ N} \cdot \text{m}$) es inferior al par motor del motor seleccionado en el apartado 4.7.3 que es de $M_{t,max} = 545 \text{ N} \cdot \text{m}$ con lo que el motor opera al 72% de su capacidad.

4.7 DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE ENGRANAJES

4.7.1 Dimensionado de la corona y el piñón.

Debido a las restricciones geométricas de la ubicación de la corona, se hace necesario que ésta tenga un diámetro primitivo en torno a $7000mm$.

Se considera un módulo $m=3$, el diámetro primitivo elegido para la corona es $D_p = 7002mm$. Se sabe que:

$$D_{pri} = m \cdot z$$

Donde:

- D_{pri} : Diámetro primitivo del engranaje.
- m : módulo del engranaje.
- z : Número de dientes.

Por lo tanto el número de dientes de la corona será:

$$z_{corona} = \frac{D_{pri}}{m} = \frac{7002}{3} = 2334 \text{dientes}$$

Para obtener una velocidad lineal en torno a $0,1 \frac{m}{s}$, el diámetro primitivo del piñón seleccionado es $d_{pri} = 99mm$, y por lo tanto su número de dientes es:

$$z_{\text{piñón}} = \frac{d_{\text{pri}}}{m} = \frac{99}{3} = 33 \text{dientes}$$

4.7.2 Cálculo de tensiones en los dientes de los engranajes

A continuación se realiza el cálculo de tensiones en la base del diente para la corona y el piñón. Debido a la baja velocidad de la transmisión se van a despreciar los efectos dinámicos para el cálculo de tensiones.

El módulo que se ha considerado para el sistema de engranajes es $m = 3$. El ancho de diente ($B_{\text{piñón}}$) que se ha seleccionado para el piñón es de 30mm y para la corona el ancho del diente (B_{corona}) es 30mm .

Ahora se debe comprobar que la tensión en la base del diente es menor que la tensión máxima admisible del material. Para ello se utiliza la fórmula de Lewis, que en su versión del sistema métrico es:

$$\sigma = \frac{F_{t,\text{apli}}}{B \cdot m \cdot Y}$$

Donde:

- σ : Es la tensión en la base del diente.
- $F_{t,\text{apli}}$: Es la fuerza tangencial en un engranaje de $\alpha = 20^\circ$.
- B : Es el ancho del diente.
- m : Es el módulo del diente.
- Y : Es el factor de Lewis.

Para el cálculo de la corona, se sabe que $F_{t,apli} = 7945N$, $B = 30mm$ y que el factor de Lewis para una corona es $Y = 0,485$, la tensión en la base del diente es:

$$\sigma_{corona} = \frac{F_{t,apli}}{B \cdot m \cdot Y} = \frac{7945N}{30mm \cdot 3 \cdot 0,485} = 182 \frac{N}{mm^2} = 182MPa$$

El acero de la corona es un acero cementado de alta resistencia F1560 con un límite de rotura de 1400 MPa. El diente está trabajando al 13% de capacidad. Se justifica la utilización de un acero de alta calidad, debido a que el mantenimiento y sustitución de una corona de este tamaño en un telescopio es muy elevada. Por ello la resistencia del material del piñón será menor, para que en el caso de que se produzca una rotura, esta ocurra en el piñón que es más fácil de sustituir.

Para el cálculo del piñón, sabiendo que $F_{t,apli} = 7945N$, $B = 30mm$ y que el factor de Lewis para un engranaje de $z = 33$ es $Y = 0,371$, la tensión en la base del diente es:

$$\sigma_{corona} = \frac{F_{t,apli}}{B \cdot m \cdot Y} = \frac{7945N}{30mm \cdot 3 \cdot 0,371} = 238 \frac{N}{mm^2} = 238MPa$$

El acero del piñón es un acero aleado F1150 con una tensión de rotura de 700 MPa luego el diente está trabajando al 34% de capacidad.

4.7.3 Cálculo del tiempo del movimiento de rotación.

Para llegar de una posición a otra del espejo M5 el mecanismo de rotación tiene que girar $\alpha_{Rot,M5} = 180^\circ$, luego la longitud lineal que debe recorrer el piñón sobre la corona es:

$$L_{recorrido} = \frac{\pi \cdot D_{pri}}{2} = \frac{\pi \cdot 7,002m}{2} = 11m$$

La velocidad de salida del eje del moto-reductor es de:

$$V_{sal} = 20,46rpm = 0,34rps$$

En cada revolución el piñón avanza:

$$L_{avance,piñón} = \pi \cdot d_{pri,piñón} = \pi \cdot 0,101m = 0,317m$$

Luego la velocidad de avance lineal del bogie es:

$$V_{avance,bogie} = 0,34 \frac{rev}{s} \cdot 0,317 \frac{m}{rev} = 0,107 \frac{m}{s}$$

Con lo que el tiempo total invertido en recorrer todo el trayecto es:

$$t_{operación} = \frac{L_{recorrido}}{V_{avance,bogie}} = \frac{11m}{0,107 \frac{m}{s}} = 102s$$

5

Cálculo mediante elementos finitos

5. CÁLCULO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

5.1 ANÁLISIS ESTÁTICO

5.1.1 Introducción al análisis por MEF

El método de los elementos finitos, es un método de cálculo numérico que permite resolver ecuaciones diferenciales complejas, utilizando métodos matriciales. Para ello se parte de un elemento a estudiar (normalmente de geometría compleja) que se divide en trozos pequeños, llamados elementos, conectados entre sí mediante “nodos”. Cada uno de estos elementos está definido por ecuaciones lineales.

Planteando el equilibrio en los nodos de cada uno de los elementos en el que se ha subdividido el problema, podemos transformar un problema complejo de difícil resolución en un problema más sencillo capaz de resolverse mediante métodos matriciales.

La forma de analizar un problema continuo mediante el método de los elementos finitos es la siguiente:

- 1) El problema continuo se divide en elementos de pequeño tamaño. A esta operación se la suele llamar mallado de la pieza. Cada elemento está definido mediante una “función de forma”. Por ejemplo, el vector de desplazamientos dentro de un elemento lineal de dos nodos podría venir definido por: $u = N_1 \cdot u_1 + N_2 \cdot u_2$, siendo N_1 y N_2 las funciones de forma, y u_1 y u_2 los desplazamientos en el nodo 1 y en el nodo 2.
- 2) Los elementos están conectados entre sí mediante nodos, situados en los vértices de cada elemento. Los desplazamientos de estos nodos son las incógnitas del problema.

- 3) Se aplica un sistema de cargas en los nodos de los elementos externos. Estas cargas se transmiten de unos elementos a otros a través de sus nodos produciendo un desplazamiento en dichos nodos. Planteando un sistema matricial de la forma $\{F\} = [K] \cdot \{u\}$ podemos conocer el desplazamiento en todos y cada uno de los nodos.
- 4) Conocido el vector de desplazamiento de los nodos así como las constantes del material, podemos obtener las tensiones en cada uno de los nodos, necesario a la hora de dimensionar cualquier elemento.

Para la realización de este Proyecto Fin de Carrera se ha utilizado el software ANSYS 10.0.

5.1.2 Tipos de elementos utilizados

A continuación se describen los elementos utilizados para crear el modelo de elementos finitos del apartado 5.1.3.

Beam 44: Es un elemento tipo viga de sección rectangular, con capacidades de tensión, compresión, flexión y torsión. Este elemento es adecuado para estructuras reticuladas.

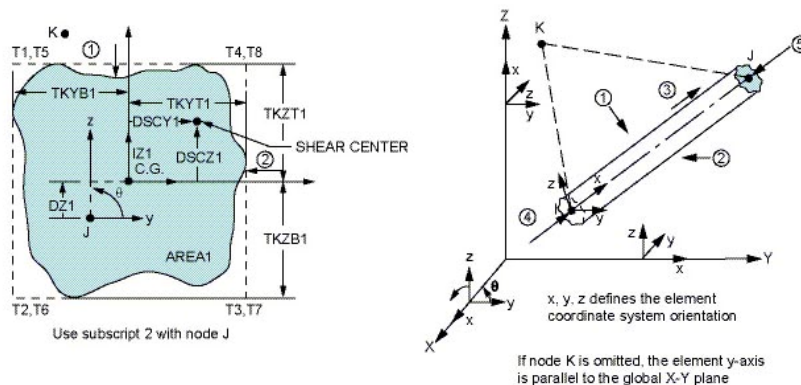


Figura 5.1- Elemento Beam 44.

Pipe 16: Es un elemento tipo viga se sección circular, con capacidades de tensión, compresión, flexión y torsión. Este elemento es adecuado para estructuras reticuladas.

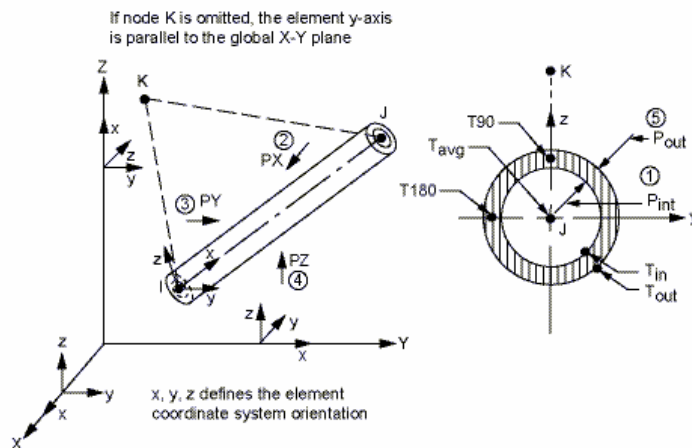


Figura 5.2- Elemento Pipe 16.

5.1.3 Cálculo de la estructura soporte

Como muestra la figura 5.3, la estructura soporte tiene una geometría compleja, difícil de calcular mediante métodos manuales, por lo que se hace necesario realizar el dimensionado utilizando un modelo de elementos finitos.

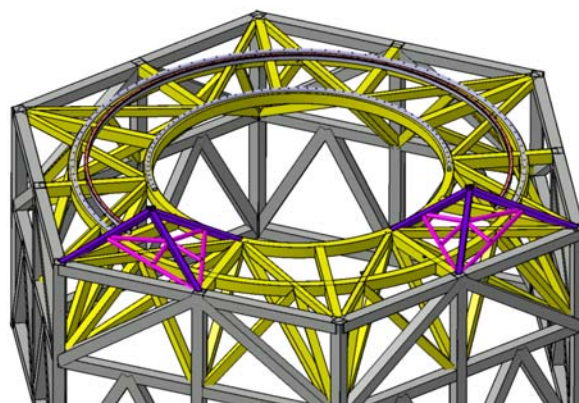


Figura 5.3- Estructura soporte del mecanismo de rotación.

La estructura de color amarillo es la estructura soporte, y la estructura de color gris, es la parte inferior de la estructura del ARU. Las barras de la estructura están fabricadas de acero al carbono S-235.

Para hacer este estudio se ha realizado un modelo de la estructura real, con el software ANSYS creado con elementos tipo barra (Beam 44 y Tube 16) que se muestra en la figura 5.4.

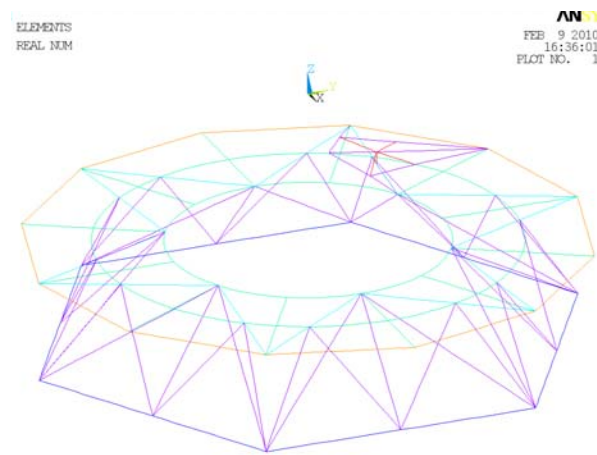


Figura 5.4- Modelo de barras.

A cada una de estas barras se les asigna las propiedades del material (modulo de Young, coeficiente de Poisson y densidad), así como las propiedades de la sección de la barra (área y momentos de inercia en cada uno de los ejes). A continuación se realiza el mallado de la estructura, en ella se discretiza la estructura en elementos más pequeños, utilizado un tamaño de elemento de 300mm adecuado a las dimensiones del modelo. La figura 5.5 muestra el modelo de la estructura después del mallado.

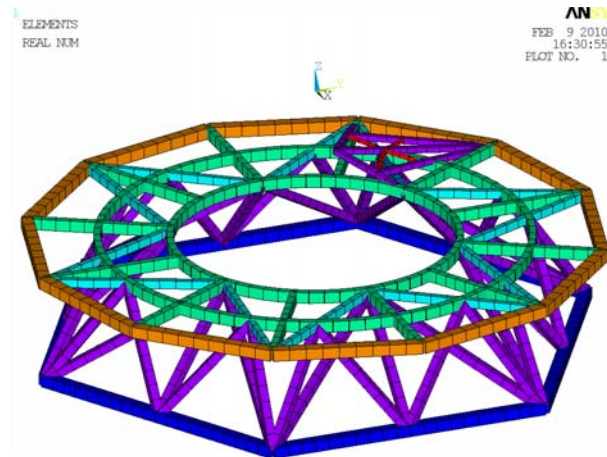


Figura 5.5- Mallado del modelo.

El siguiente paso es aplicar las condiciones de contorno. En este caso se ha eliminado la parte de la estructura que pertenece al ARU. Debido a la alta rigidez que tiene la estructura de la celda del telescopio (no hay que olvidar que sobre ella están colocados los segmentos de espejos y que estos requieren estar posicionados con una alta precisión dimensional), se puede suponer que los desplazamientos sufridos por ella son despreciables, con lo que se pueden restringir los movimientos de los extremos de las barras considerando que los nodos de la estructura del ARU son puntos que no sufren desplazamientos. El resultado obtenido se muestra en la figura 5.6.

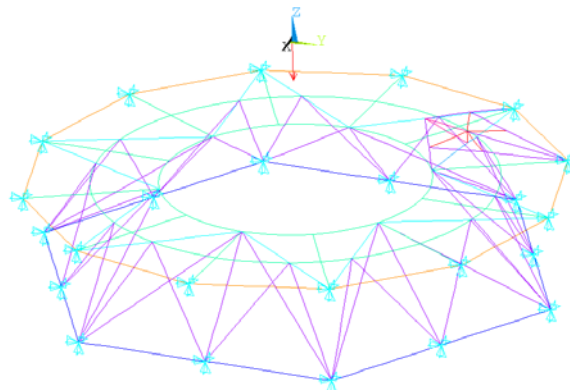


Figura 5.6- Aplicación de las condiciones de contorno.

Las deformación sufrida por las barras de los anillos exteriores que tienen ambos extremos apoyados va a ser nula, pero para clarificar las figuras se siguen manteniendo.

Debido a que el telescopio tiene la posibilidad de girar desde 0° a 90° se hace necesario estudiar dos casos de carga diferente.

5.1.3.1 Caso de carga N°1.

El caso de carga N°1 corresponde a cuando el telescopio esta en horizontal, que corresponde al caso de carga obtenidas en el apartado 4.3.1 del presente documento.

A continuación se aplican las cargas, obtenidas en el caso N°1 sobre los nodos de la estructura. El resultado obtenido se muestra en la figura 5.7.

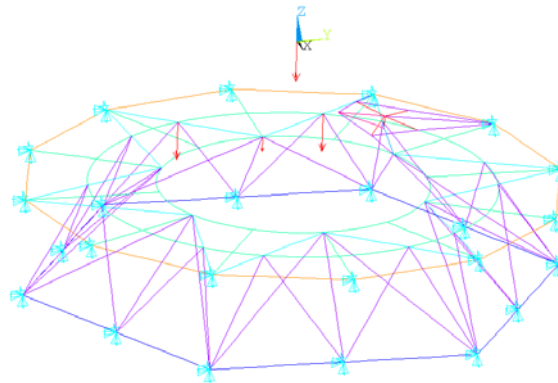


Figura 5.7- Aplicación de las cargas del caso de carga N°1.

La figura 5.8 muestra con más detalle los nodos de la estructura donde se han aplicado las cargas.

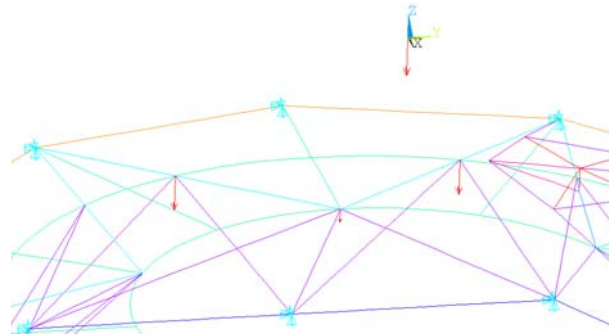


Figura 5.8- Detalle de la zona de aplicación de las cargas.

Una vez realizados todos los pasos anteriores es el momento de ejecutar el modelo.

La figura 5.9 nos muestra la deformada resultante de la estructura.

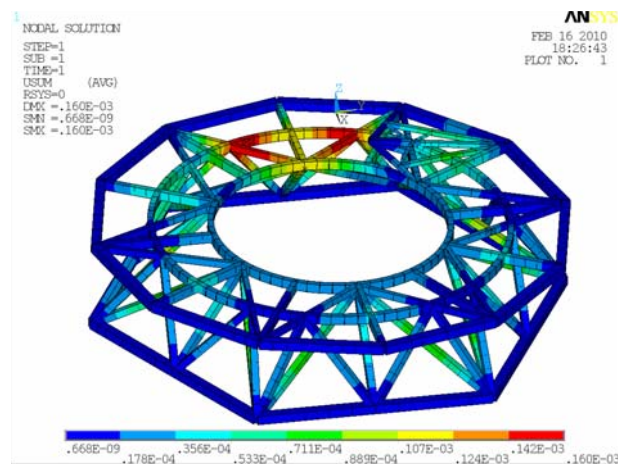


Figura 5.9- Deformaciones producidas en la estructura (m).

En este caso, como únicamente se tienen cargas en la dirección z, se hace necesario conocer la deformada en esta dirección para obtener la rigidez en dichos puntos.

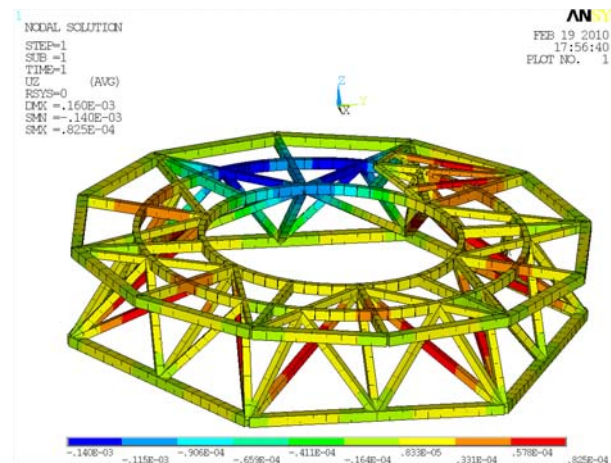


Figura 5.10- Deformaciones producidas en la estructura en dirección z (m).

Como muestra la figura 5.10, la deformación máxima en dirección “z” se produce en las zonas de aplicación de las cargas. La deformación máxima en los apoyos es de 0,140mm, con una rigidez local de $190 \frac{N}{\mu m}$ mayor que los $150 \frac{N}{\mu m}$ requeridos por la especificación. La figura 5.11 muestra con más detalle la zona de mayor deformación.

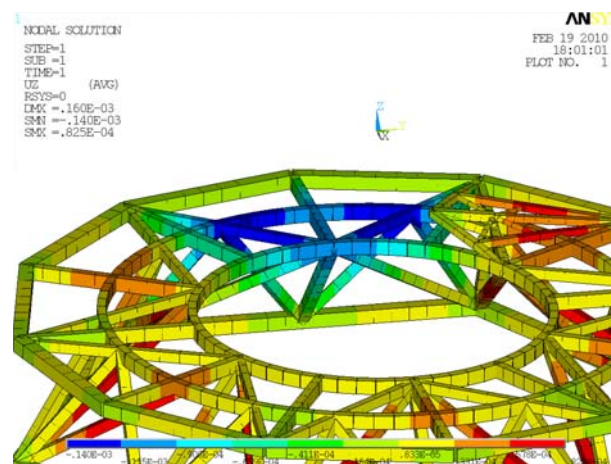


Figura 5.11- Detalle de la zona de mayor deformación en dirección z (m).

En la figura 5.12 podemos ver las deformaciones de la zona inferior de la estructura.

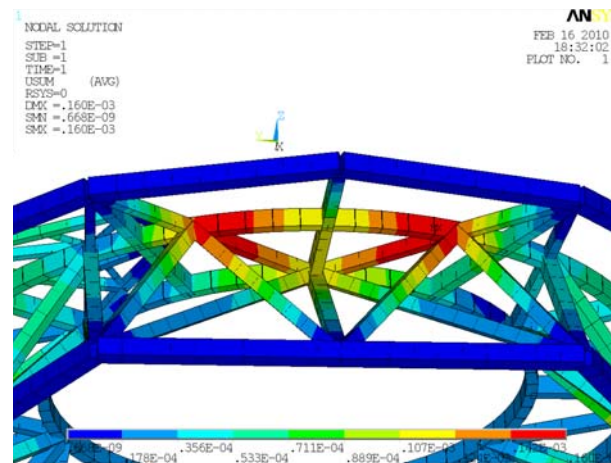


Figura 5.12- Deformaciones en la zona inferior de la estructura (m).

Las tensiones producidas en las barras de la estructura se muestran en la figura 5.13.

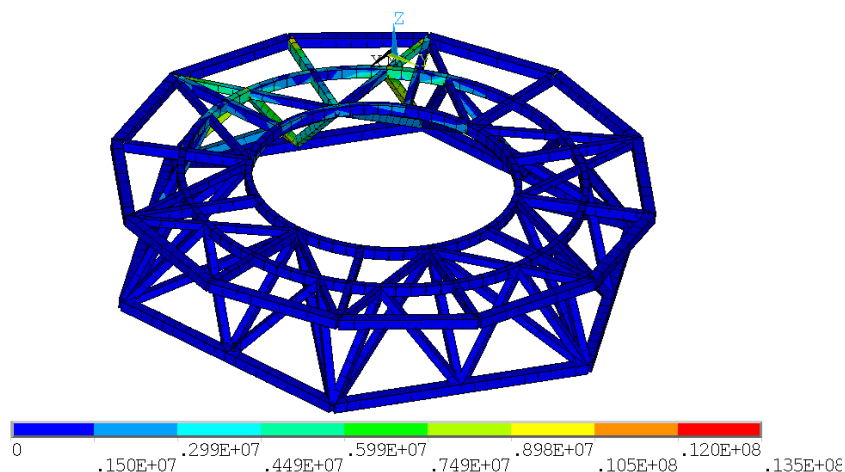


Figura 5.13- Tensiones producidas en la estructura (Pa).

La tensión máxima es de 13,5 MPa que es mucho menor que el límite elástico del material (Para el acero S-235 es 235MPa). En este caso, en particular la tensión es muy baja con respecto a la admisible del material, pero el objetivo de esta estructura es la estabilidad dimensional y por lo tanto, conseguir una alta rigidez para que la deformación sea la menor posible.

Como es lógico, las mayores tensiones se encuentran en las barras que confluyen, en los nodos donde se ha aplicado la carga. La figura 5.14 muestra más detalladamente las tensiones en dichas barras.

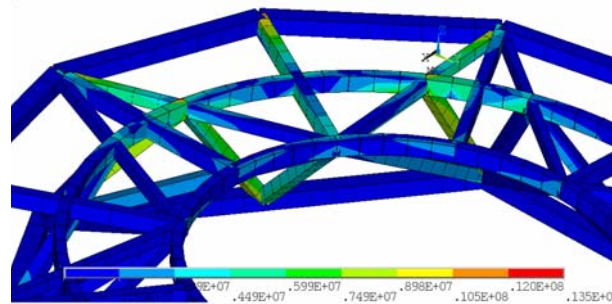


Figura 5.14- Detalle de la zona de máximas tensiones (Pa).

Los dos nodos del anillo externo donde se han aplicado las cargas, al ser además dichas cargas mayores que las del nodo interior, sufren unas mayores tensiones. Por lo tanto, las barras que confluyen en dichos nodos son las que mayores tensiones sufren.

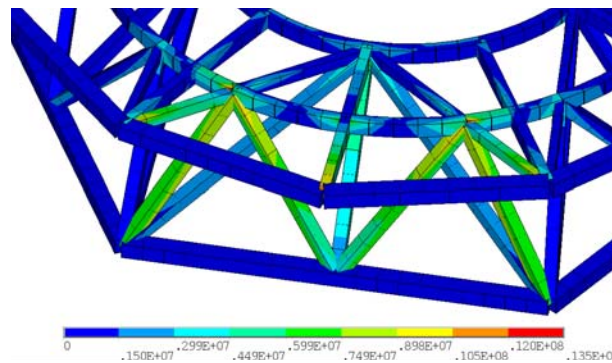


Figura 5.15- Detalle de las barras más sobrecargadas (Pa).

Estas barras, al ser de mayor longitud que el resto son más susceptibles de sufrir pandeo. La figura 5.16 muestra otro punto de vista de dicha zona.

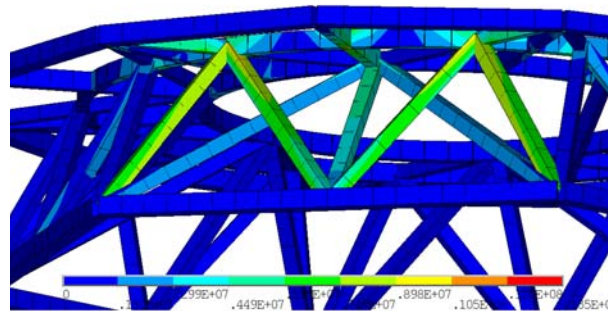


Figura 5.16- Zona de la estructura de mayor tensión (Pa).

5.1.3.2 Caso de carga N°2

El caso de carga N°2 es cuando la estructura de altitud (el telescopio apuntando al horizonte) está en posición horizontal. Corresponde al caso de carga calculado en el apartado 4.3.2 del presente documento. La figura 5.17 muestra el modelo en su posición vertical.

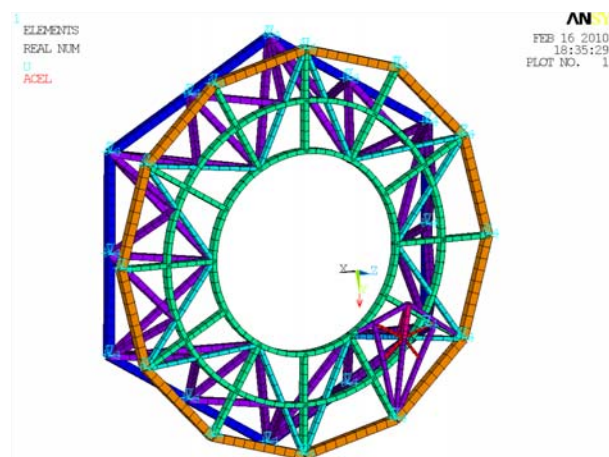


Figura 5.17- Estructura en posición vertical.

La figura 5.18 muestra el modelo de la estructura con las cargas del caso N°2.

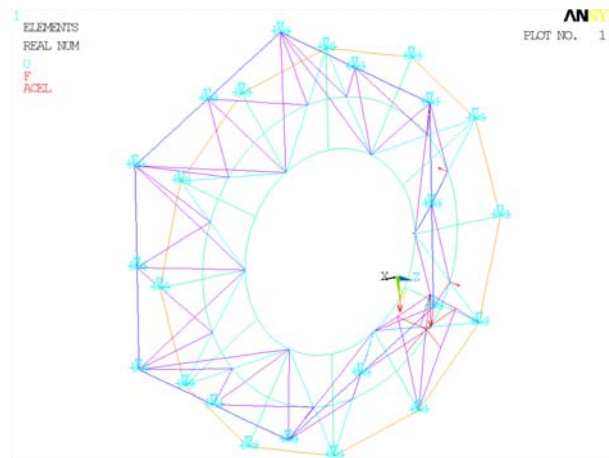


Figura 5.18- Modelo con las cargas del caso N°2.

A continuación, se ejecuta el modelo para obtener las tensiones y las deformaciones en la estructura.

La figura 5.19 muestra la deformada resultante de la estructura.

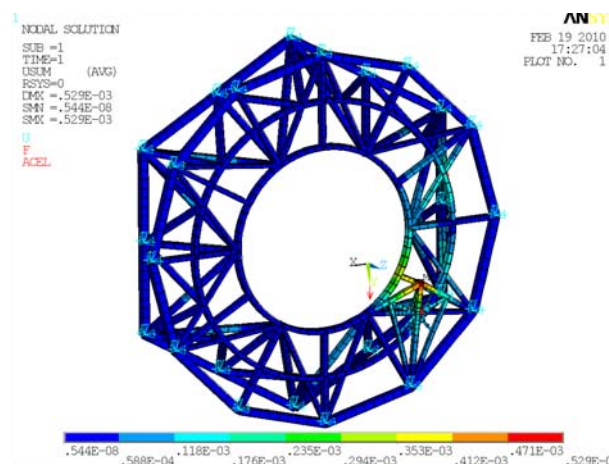


Figura 5.19- Deformaciones en las barras de la estructura (m).

Como se puede observar, la zona de mayor deformación corresponde a las barras del soporte del sistema de fijación en el que el desplazamiento máximo es de 0,529mm. Dicho soporte es el encargado de soportar todo el peso del espejo cuando el telescopio está en posición vertical.

En este caso, lo que interesa analizar para cumplir el requisito de rigidez, son las deformaciones en la dirección “Y”. La deformada en dicha dirección es:

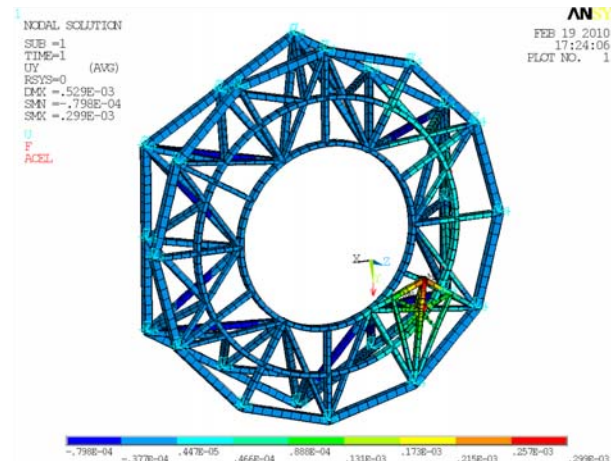


Figura 5.20- Deformaciones en las barras de la estructura en la dirección y (m).

La figura 5.21 muestra con más detalle la zona del soporte. Como se puede observar, la deformación máxima en la dirección “Y” es 0,299mm, lo que produce una rigidez local de $260 \frac{N}{\mu m}$, con lo que se cumple el requisito especificado de rigidez en dirección “Y”.

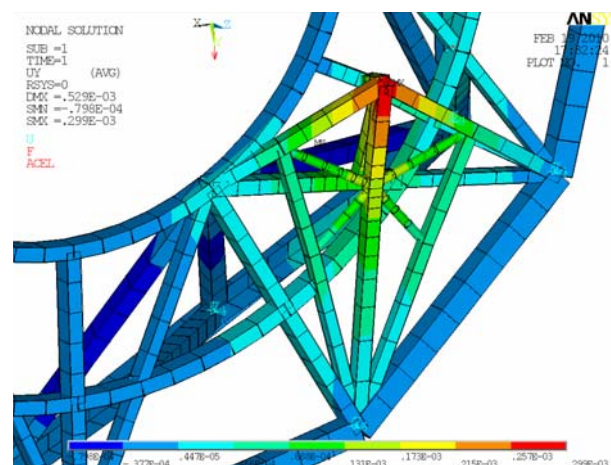


Figura 5.21- Zona de la estructura de mayor deformación (m).

La figura 5.22 muestra de forma más localizada la deformada resultante en las barras, donde se apoyan los patines del espejo M5.

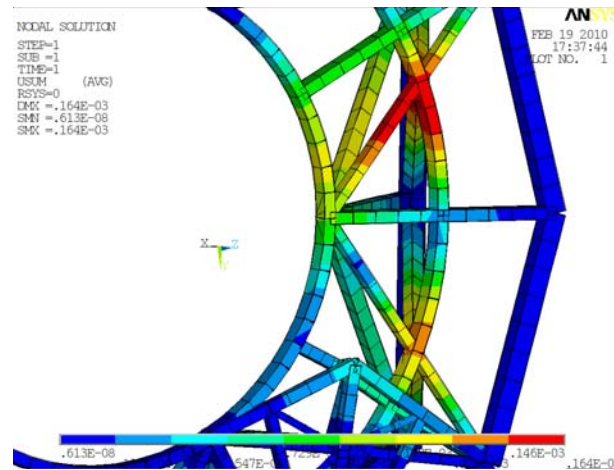


Figura 5.22- Deformación en la zona de los apoyos del espejo M5 (m).

En este caso, la deformada que interesa evaluar es la deformada en la dirección z, que es la dirección de aplicación de las cargas del bogie.

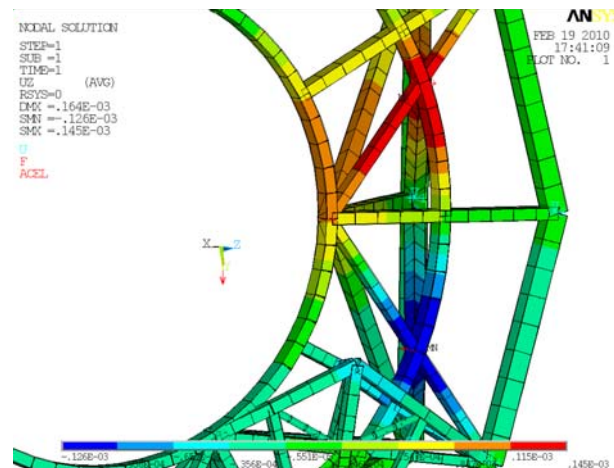


Figura 5.23- Deformación en la zona de los apoyos del espejo M5 en dirección z (m).

Como se puede observar, la zona del apoyo superior es la más deformada, con una deformación máxima de 0,145mm y una rigidez local de $240 \frac{N}{\mu m}$.

El mapa de tensiones, en las barras de la estructura es:

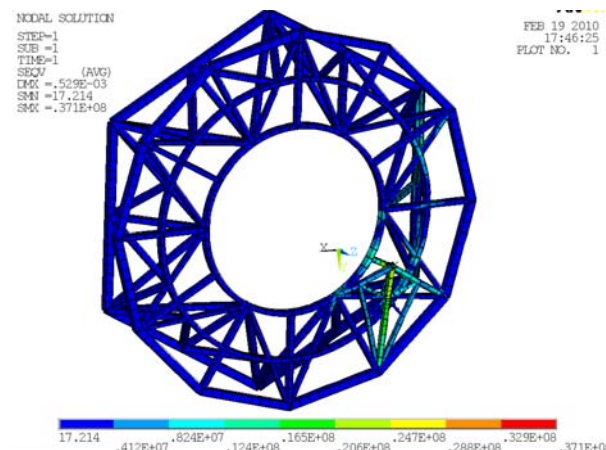


Figura 5.24- Zona de la estructura de mayor tensión (Pa).

Donde se muestra que la tensión máxima se produce en el soporte del sistema de fijación.

La figura 5.25 permite observar con más detalle las barras de la zona del soporte del sistema de fijación.

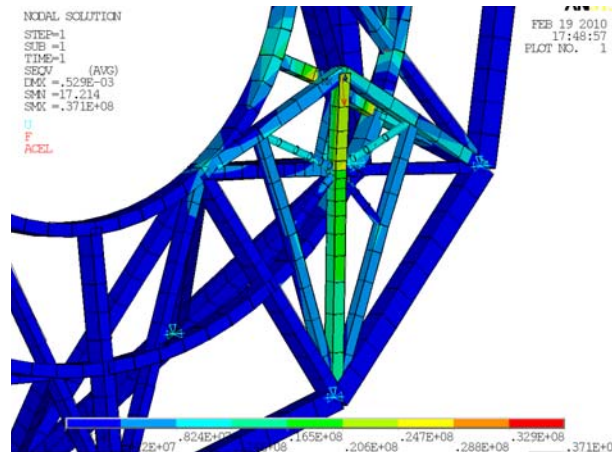


Figura 5.25- Detalle de la zona de la estructura de mayor tensión (Pa).

La tensión máxima es de 37,1MPa que está lejos del límite elástico (para el acero S-235 tiene un valor de 235 MPa). La figura 5.26 muestra con más detalle las barras de la zona de los apoyos del espejo M5.

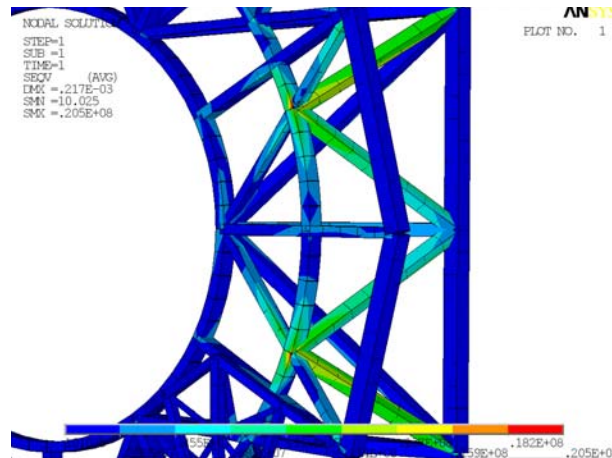


Figura 5.26- Detalle de la zona de las placas de apoyo.

La máxima tensión en estos puntos es de 20,5 MPa, menor que el límite elástico del material.

6

Evaluación de resultados

6. EVALUACIÓN DE RESULTADOS

A continuación se realiza un resumen en donde se comprueba el cumplimiento de los datos de partida especificados por el cliente. Dichos datos se muestran en la tabla 3.1 del presente documento.

El primer dato de partida es la duración de la maniobra de rotación. El cliente ha especificado que el tiempo empleado en realizar la maniobra de rotación completa debe ser menor de 5min. También ha especificado que para evitar efectos dinámicos, la velocidad de desplazamiento del espejo M5 debe estar entorno a 0,1m/s. El sistema de transmisión ha sido dimensionado para ajustarse a la velocidad de desplazamiento, siendo dicha velocidad de 0,107m/s con lo que el tiempo empleado en la maniobra de rotación es de 1,75min, menor que los 5min especificados por el cliente.

El segundo dato de partida especificado por el cliente es que la rigidez local de los puntos de interfase de la estructura debe ser mayor de 150N/ μ m. Este dato de partida es quizás uno de los más importantes, ya que una pequeña deformación en la estructura debida al peso propio puede variar la inclinación del espejo M5 y producirse un error de direccionamiento del haz de luz que no pueda ser corregido por los propios actuadores del espejo. Para ello se ha diseñado una estructura robusta con capacidad suficiente para aportar la rigidez requerida. Ha sido necesario realizar un modelo de elementos finitos para optimizar el espesor y la inercia de las vigas utilizadas. Como el espejo M5 se encuentra integrado en la estructura de altitud del telescopio, la cual puede tomar diferentes posiciones angulares durante la observación, ha sido necesario estudiar dos casos de carga que representan los casos más desfavorables (0° y 90°). El primer caso es cuando la estructura de altitud se encuentra a 0°, en esta situación el espejo M5 transmite a la estructura cargas de compresión. Del análisis por elementos finitos podemos determinar que la rigidez local mínima de la estructura en los puntos de interfase es de 190 N/ μ m. El segundo

caso es cuando la estructura de altitud se encuentra a 90°. En este caso el espejo M5 transmite a la estructura cargas de tracción y de compresión. Del análisis por EF podemos determinar que la rigidez local mínima en los puntos de interfase es de 240 N/μm con lo que cumplimos el requisito de rigidez.

Como el criterio estructural utilizado para el dimensionado de la estructura es el de máxima rigidez, la tensión máxima en las barras de la estructura en el caso más desfavorable es de 37,1 MPa, lejos del límite elástico del material utilizado (acero S-235).

El tercer dato de partida especificado por el cliente es que la sección de cables y tuberías que se necesita rotar para consumo del espejo M5, debe ser mayor de 37,5 cm². Se ha seleccionado del catalogo de un fabricante la cadena mas adecuada con una sección útil de 53,94cm² que incrementa la sección requerida en un 43%.

En la unión atornillada del espejo M5 al bogie se han empleado pernos de M20 con una calidad 8.8. En dicha unión tenemos cargas de tracción, compresión y cortante. Se ha realizado el dimensionado de la unión según el CTE y el resultado obtenido de la combinación de esfuerzos, es que en el caso más desfavorable, cada perno trabaja al 10,7% de su capacidad.

En la unión atornillada entre el bogie y los patines del sistema de guiado se ha empleado pernos M16 con una calidad 8.8. En dicha unión únicamente tenemos cargas de tracción. El resultado obtenido es que en el caso más desfavorable cada perno trabaja al 10,3% de su capacidad.

Los patines del sistema de guiado han sido dimensionados según las recomendaciones del proveedor. En las condiciones de trabajo habituales los patines de una zona tienen cargas de tracción y los de la otra, de compresión. En el

caso más desfavorable el patín tiene una carga de tracción (o de compresión) de 37,66 KN con lo que dicho patín trabaja al 26,7% de su capacidad.

Para el dimensionado del moto-reductor del sistema de transmisión se ha tenido en cuenta el criterio de velocidad de desplazamiento, así como el par motor necesario. Del cálculo analítico se ha obtenido que el par motor necesario sea de 393 N·m. El par motor del moto-reductor seleccionado es de 545 N·m, con lo que el moto-reductor trabaja al 72% de su capacidad.

En el dimensionado de la corona y del piñón del sistema de transmisión se hace necesario el cálculo de la tensión en los dientes. En dicha transmisión se ha utilizado un material para la corona de mayor rigidez que la del piñón. La tensión en los dientes de la corona es de 182 MPa con lo que trabaja al 13% de su capacidad. La tensión en los dientes del piñón es de 238 MPa con lo que trabaja al 34% de su capacidad.

Todos estos resultados se muestran resumidos en la tabla 6.1.

Tabla 6.1- Matriz de verificación de requisitos				
Nº de Requisito	Descripción del requisito	Valor deseado	Valor obtenido	%
1	Duración de la operación de rotación	≤ 5 min.	1,75 min.	35%
2	Sección de cables a rotar	$\geq 37,5$ cm ²	53,94 cm ²	1,43%
3	Velocidad de traslación del espejo M5	$\approx 0,1$ m/s	0,107 m/s	1,07%
4	Resistencia de los tornillos M20-8.8	$\geq 7,24$ KN $\geq 7,09$ KN	141 KN 100,5 KN	10,7%
6	Resistencia de los tornillos M16-8.8	$\geq 9,40$ KN	90,43 KN	10,3%
6	Carga admisible en el patín	$\geq 37,66$ KN	141 KN	26,7%
7	Par motor del moto-reductor	≥ 393 N.m	545 N.m	72%
8	Tensión en los dientes de la corona	≥ 182 MPa	1400 MPa	13%
9	Tensión en los dientes del piñón	≥ 238 MPa	700 MPa	34%
10	Rigidez local de la interfase en el caso N°1	≥ 150 N/ μ m	190 N/ μ m	1,26%
11	Rigidez local de la interfase en el caso N°2	≥ 150 N/ μ m	240 N/ μ m	1,33%
12	Tensión máxima en las barras	235Mpa	37,1Mpa	15,7%

Todos los datos de partida especificados por el cliente en la tabla 3.1 se cumplen aplicando los coeficientes de seguridad de la normativa vigente. También se cumplen los requisitos especificados en los catálogos comerciales de las piezas estándar y en la normativa aplicable.

7

Conclusiones

7. CONCLUSIONES

En el presente PFC se ha diseñado un mecanismo, para realizar la operación de rotación del espejo M5 dentro del futuro telescopio reflector E-ELT. En el capítulo anterior se ha mostrado que dicho mecanismo cumple con las especificaciones requeridas por el cliente.

En primer lugar se han identificado los sistemas que deben integrar el mecanismo, para a continuación, ir definiendo cada uno de ellos. En el diseño de cada sistema se ha intentado utilizar elementos estándar, ya probados en la industria con anterioridad, que aumentan la fiabilidad del sistema en su conjunto.

Al estar integrado dentro de la torre ARU, el diseño ha estado condicionado por el espacio disponible dentro de ella, así como, por las condiciones de giro del telescopio.

El dimensionado de los elementos ha sido conservador, asegurando una alta fiabilidad y disponibilidad del sistema.

Los requisitos de rigidez de la estructura soporte se han verificado por el método de los elementos finitos.

En este proyecto se ha utilizado las tecnologías de diseño y cálculo avanzadas en el campo de la ingeniería. Para el diseño e integración se ha utilizado Catia V.5 R17 y para el cálculo de la estructura se ha utilizado Ansys 10.0.

8

Bibliografía

8. BIBLIOGRAFÍA

Manuales.

[1] Especificación técnica del ESO.

[2] Teoría General del Método de los Elementos Finitos. Francisco Beltrán, Curso de doctorado, 1998-1999.

[3] Diseño en Ingeniería Mecánica. Joseph Edgard Shigley. Mc Graw Hill

[4] Código Técnico de la Edificación.

Fuentes en Internet.

[5] www.astromia.com/fotohistoria/refractor.htm

[6] <http://astro.uchicago.edu/yerkes>

[7] www.mtwilson.edu

[8] www.astro.caltech.edu/palomar/

[9] www.astr.ua.edu/keel/telescopes/bta.html

[10] <http://medusa.as.arizona.edu/lbto/>

[11] www.keckobservatory.org/

[12] www.gtc.iac.es/

[13] www.tmt.org/

[14] www.thk.es

[15] www.arcelor.es

[16] www.igus.es

[17] www.trasmisiones.es

[18] www.rossi-group.com

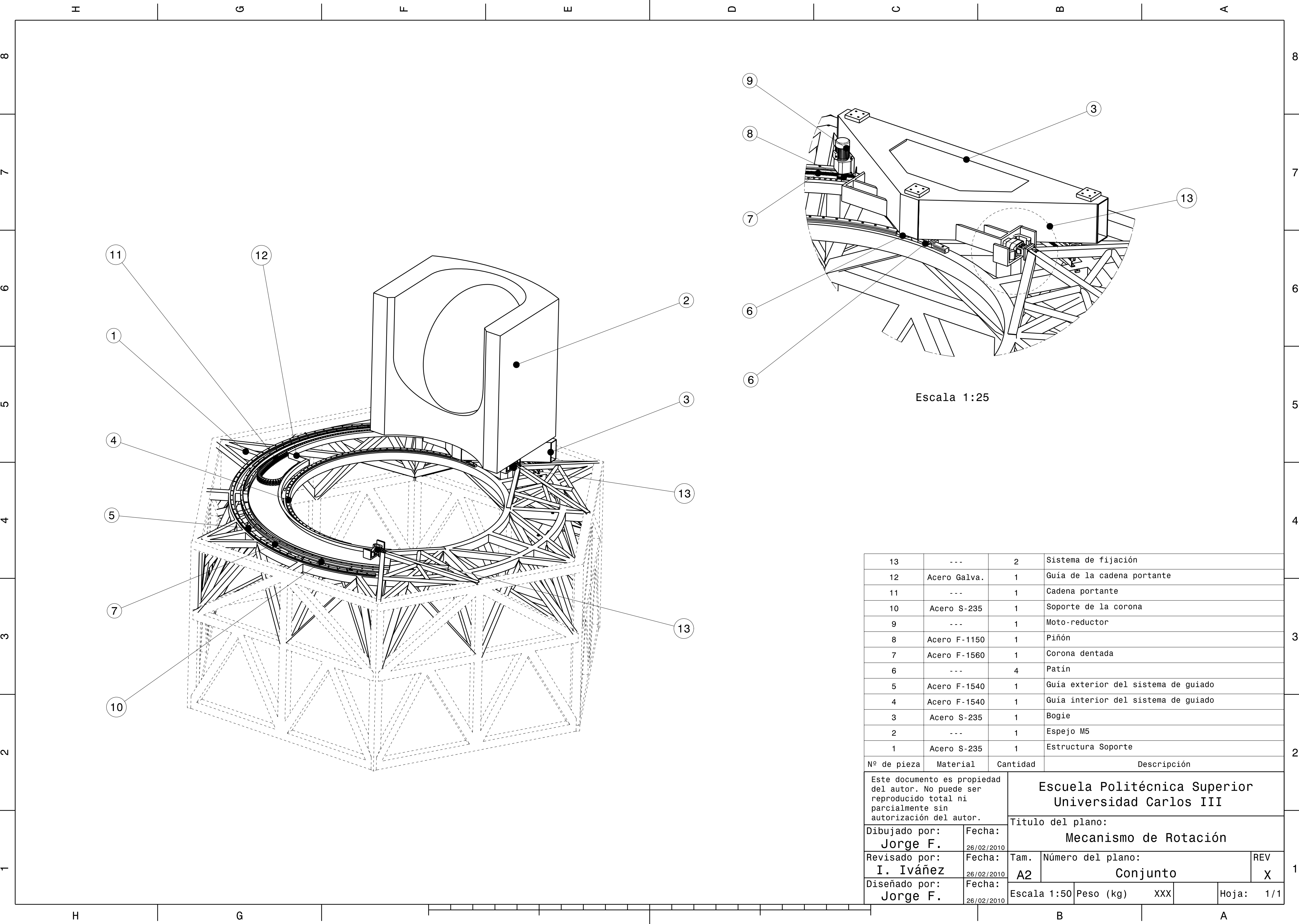
[19] www.eso.org

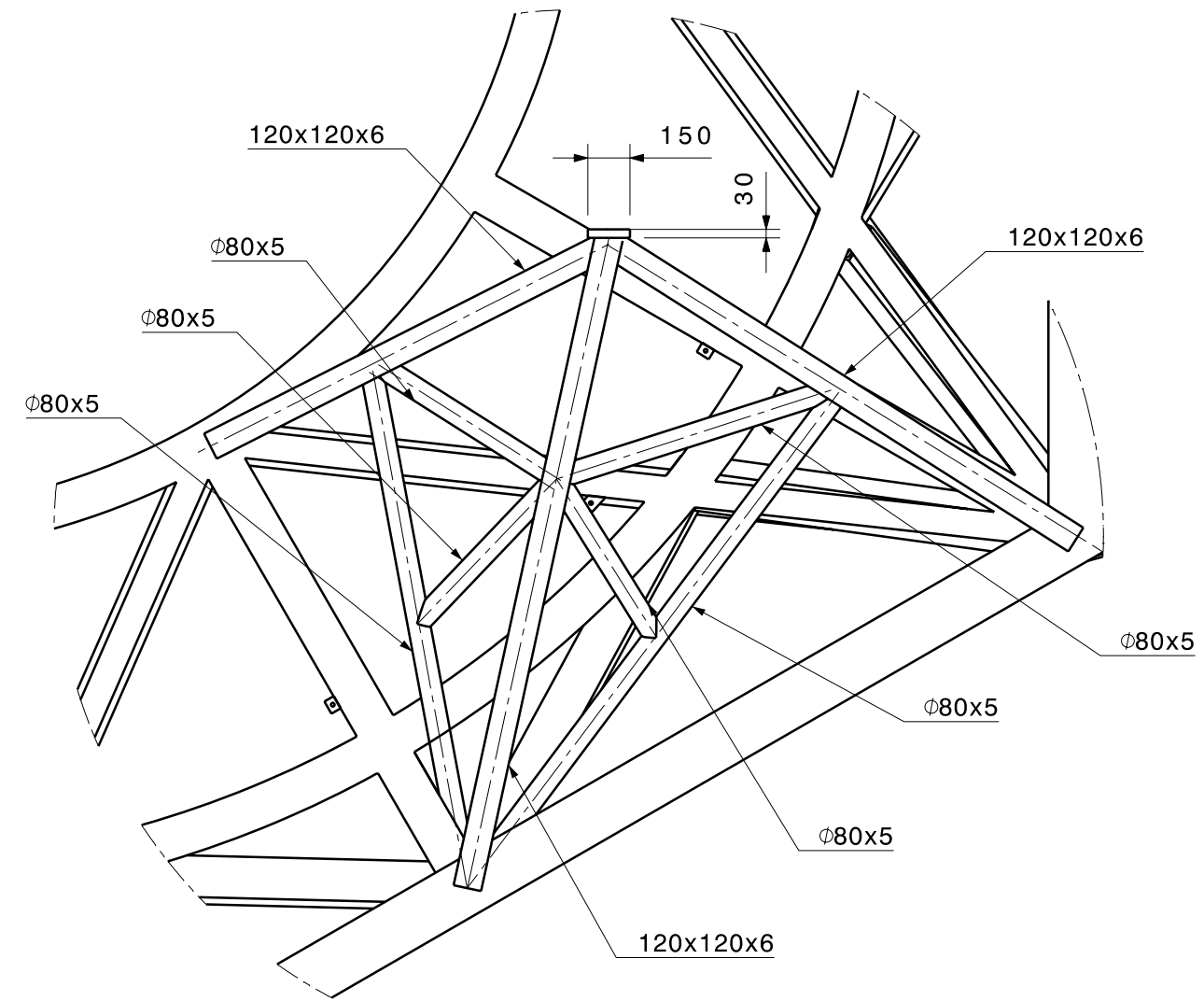
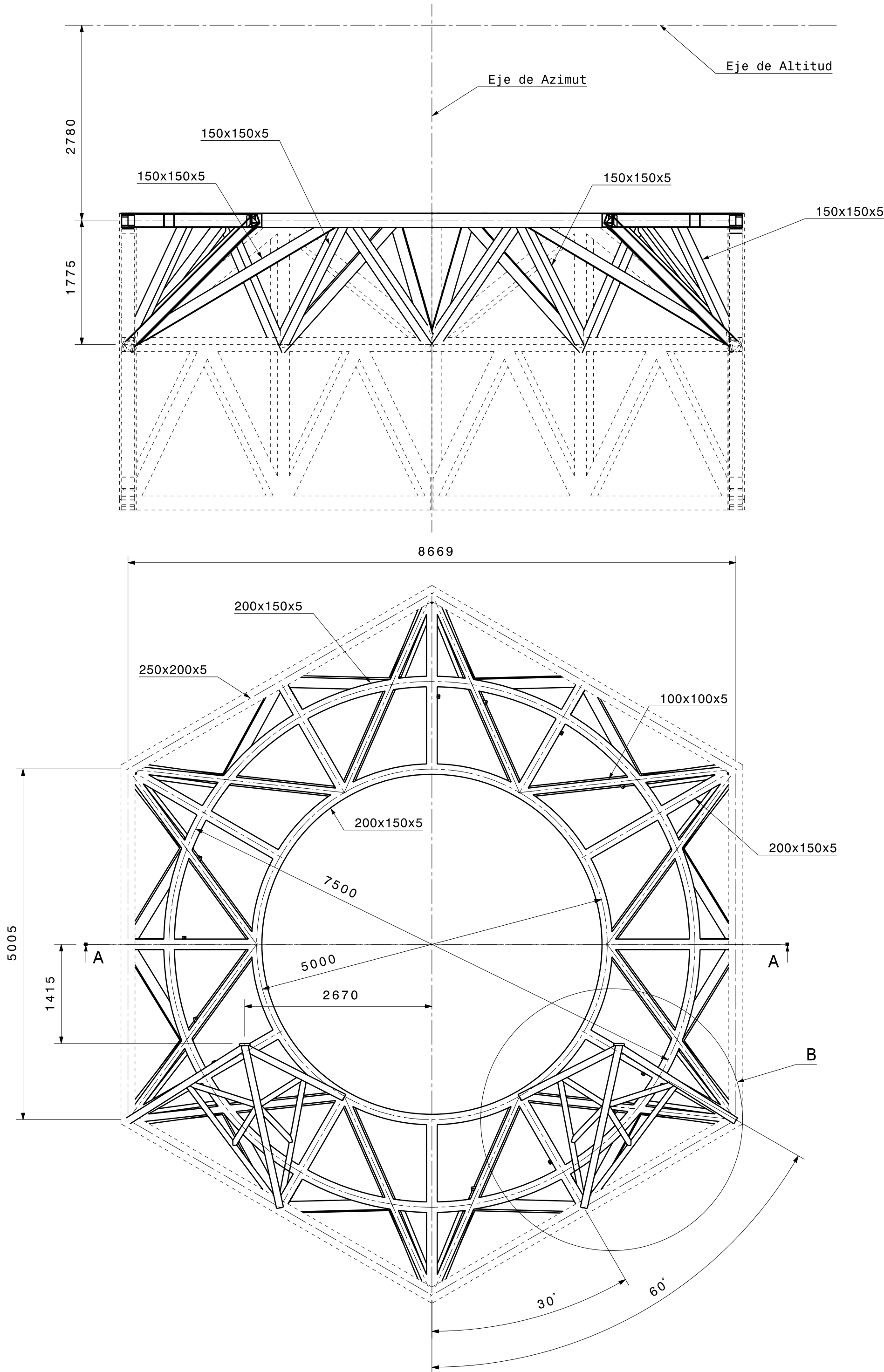
9

Anexos

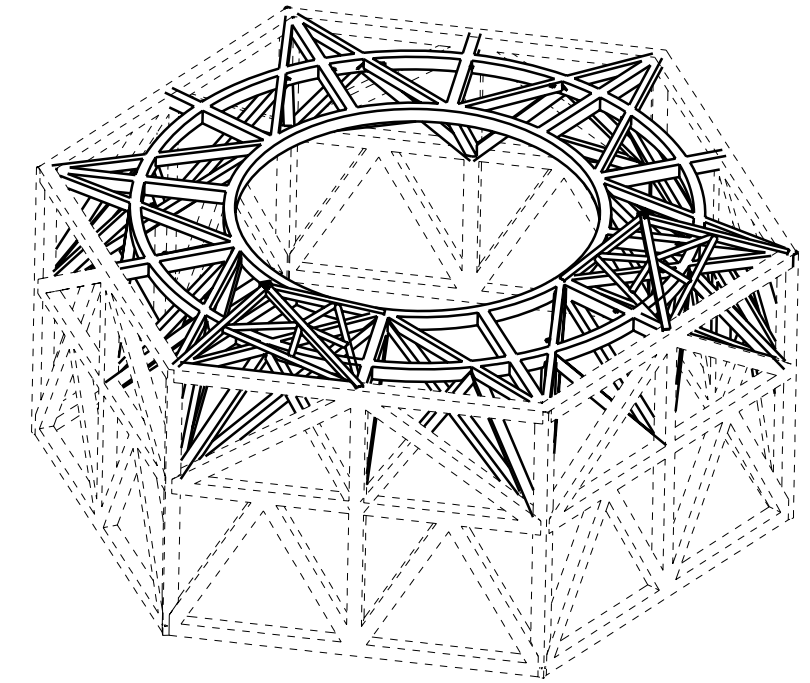
ANEXO A

-PLANOS-



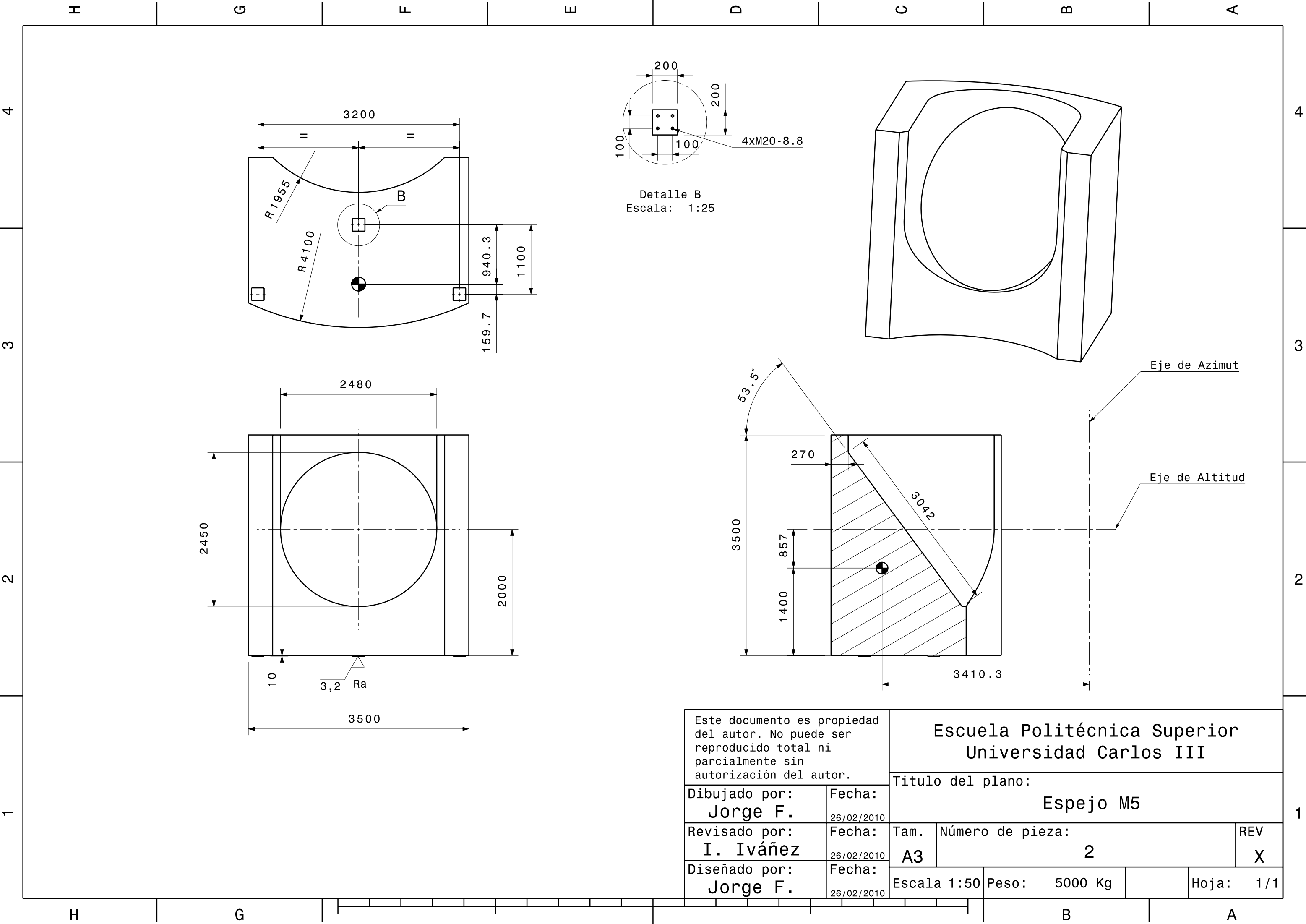


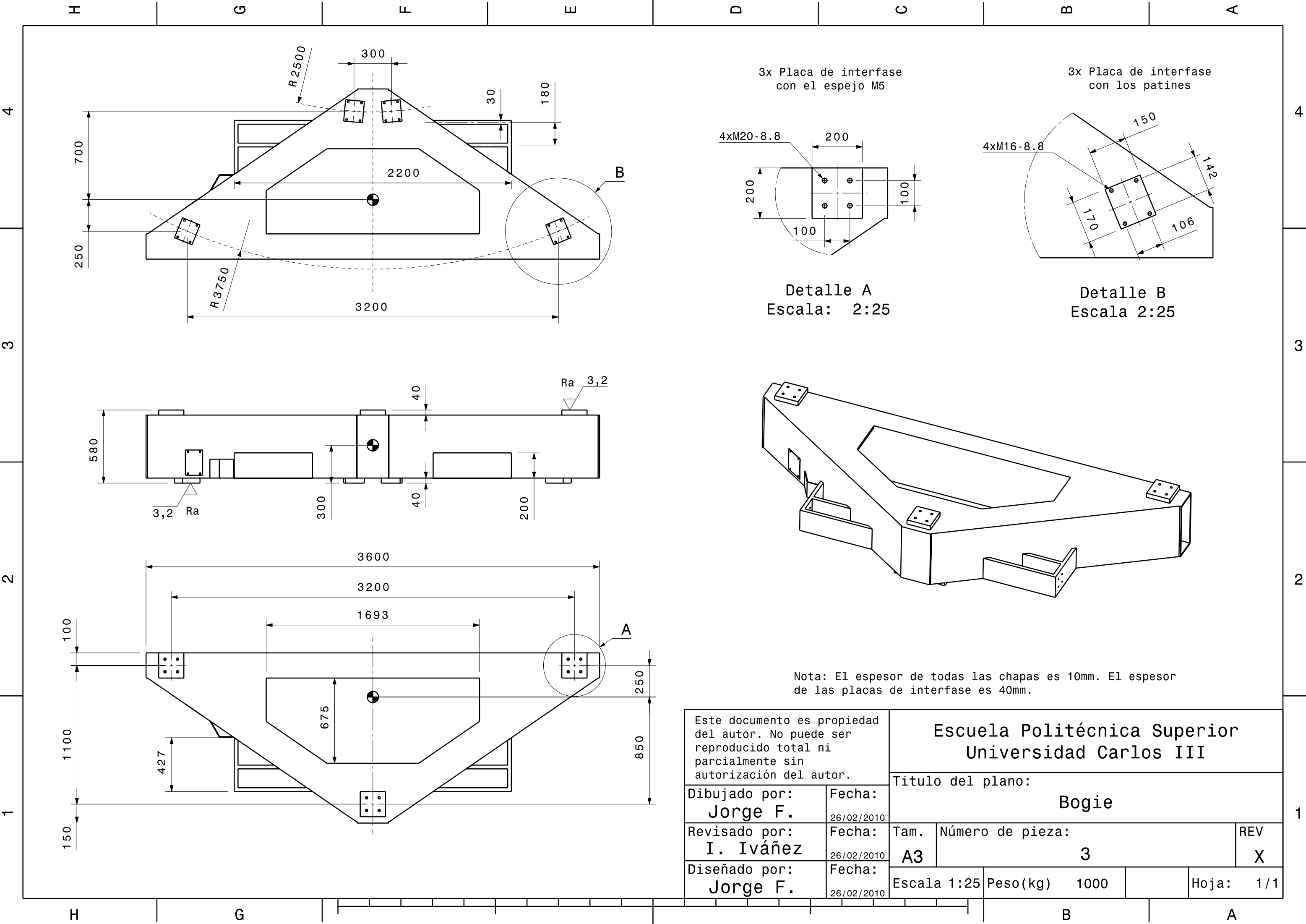
Detalle B
Escala 1:25



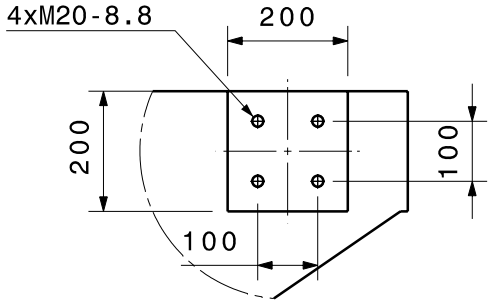
Escala: 1:100

Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.		Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III		
		Título del plano: Estructura Soporte		
Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Tam. A2	Número de pieza: 1	REV X
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010	Escala 1:50		Hoja: 1/1
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Material: S-235		



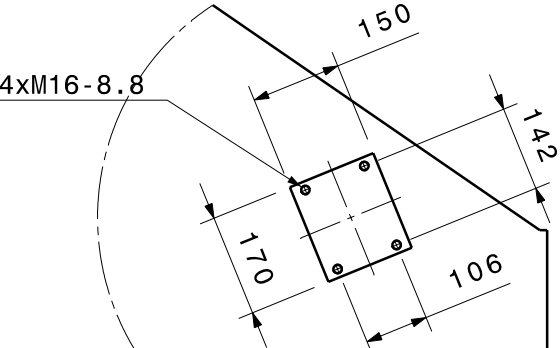


3x Placa de interfase
con el espejo M5

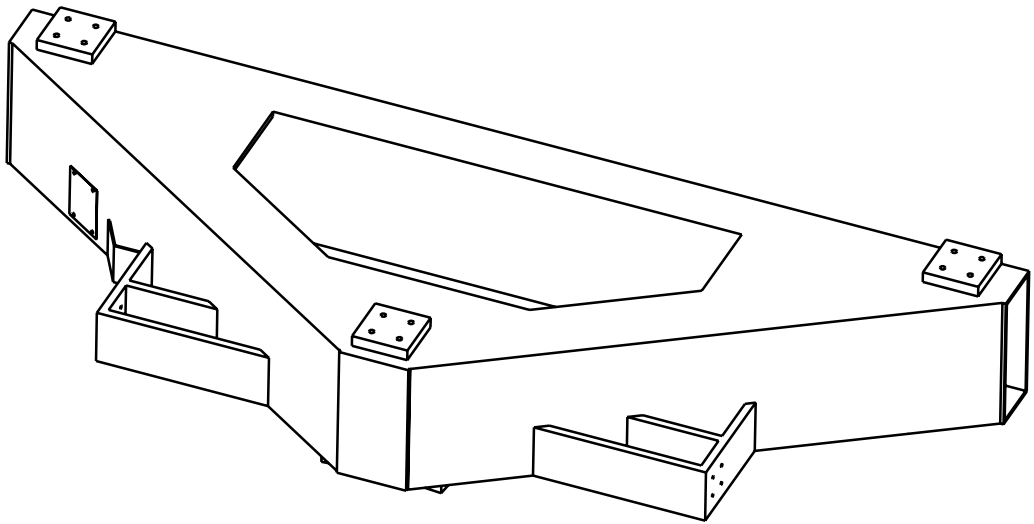


Detalle A
Escala: 2:25

3x Placa de interfase
con los patines

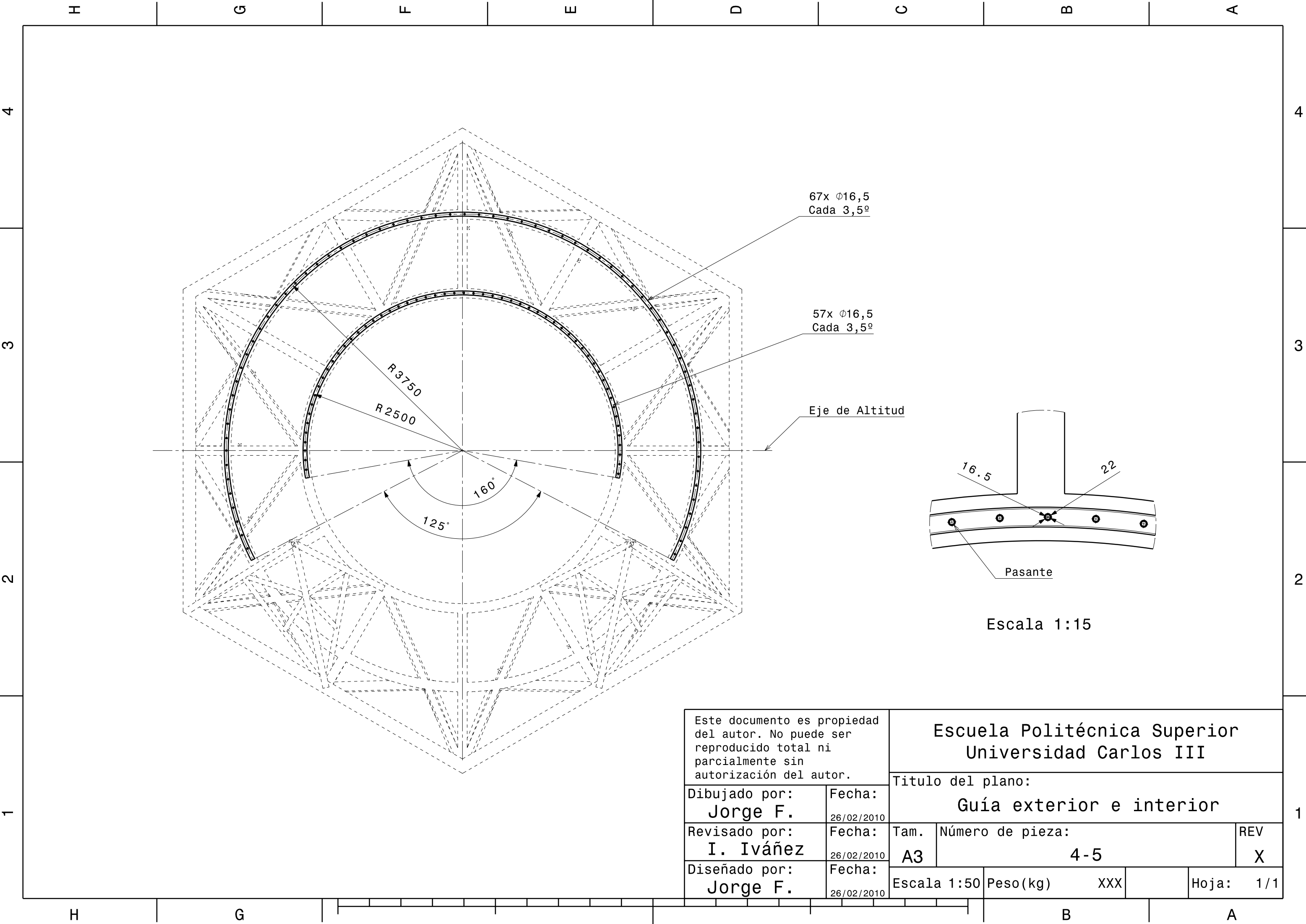


Detalle B
Escala 2:25



Nota: El espesor de todas las chapas es 10mm. El espesor de las placas de interfase es 40mm.

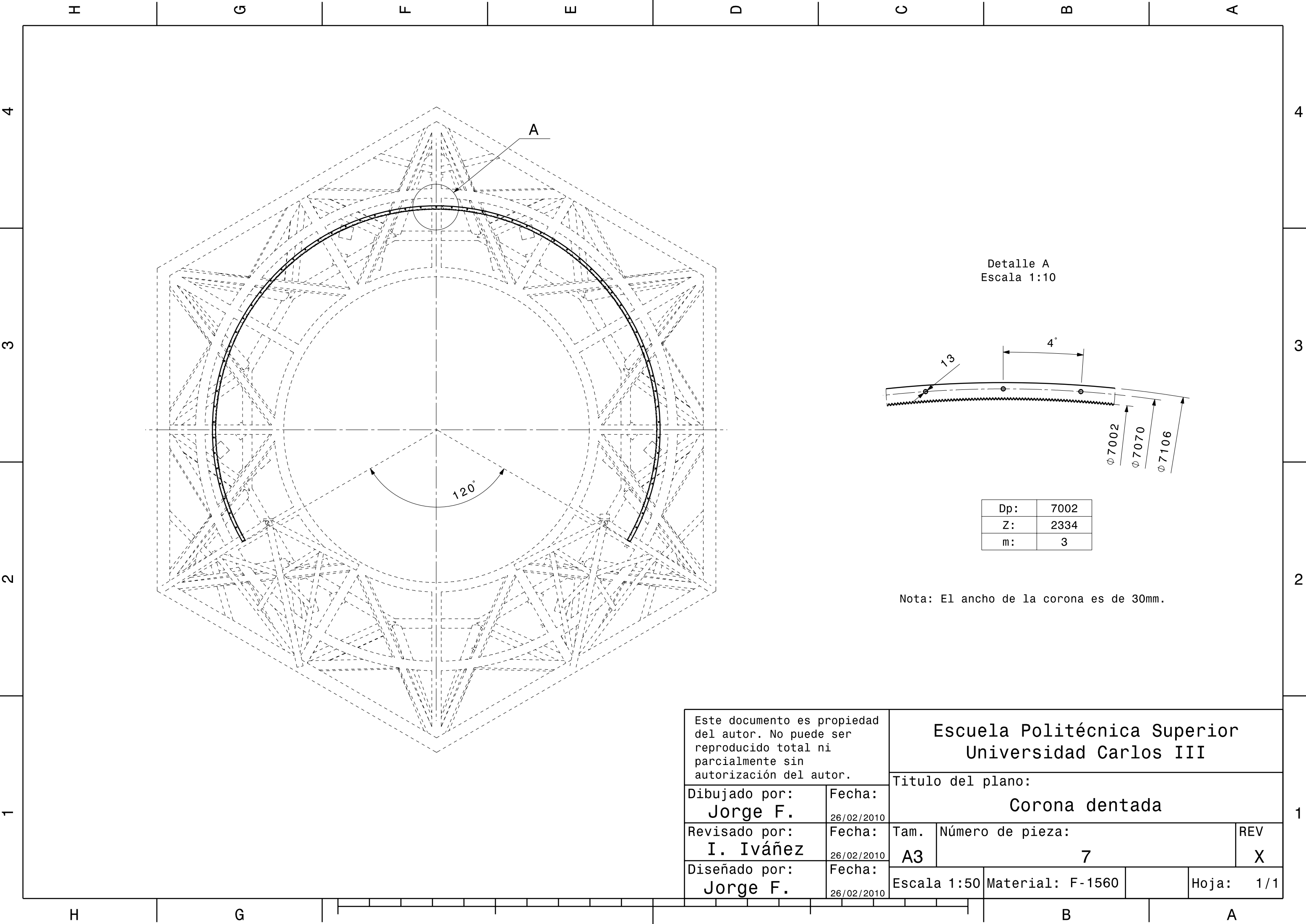
Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.		Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III			
		Titulo del plano: Bogie			
Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Tam. A3	Número de pieza: 3		REV X
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010	Escala 1:25		Peso(kg) 1000	Hoja: 1/1
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010				



Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.

Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010

Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III			
Titulo del plano: Guía exterior e interior			
Tam. A3	Número de pieza: 4-5		REV X
Escala 1:50	Peso(kg) XXX		Hoja: 1/1



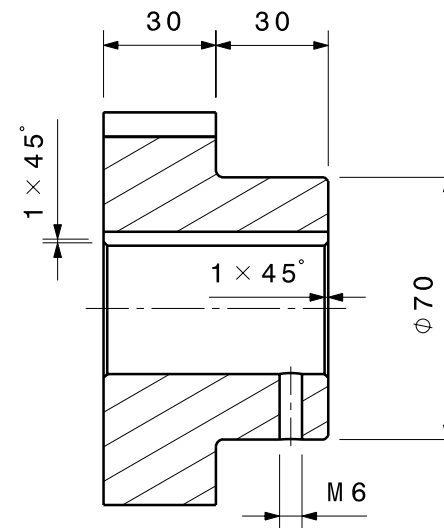
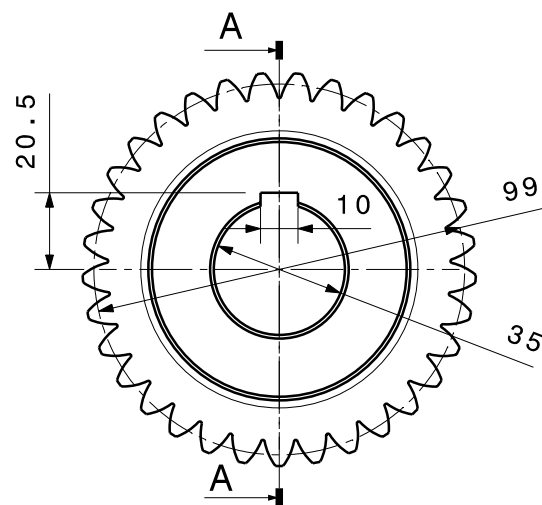
Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.		Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III			
		Titulo del plano: Corona dentada			
Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Tam. A3	Número de pieza: 7		REV X
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010	Escala 1:50		Material: F-1560	Hoja: 1/1
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010				

D

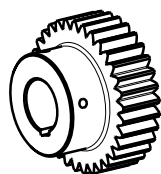
C

B

A



Dp:	99mm
Z:	33
m:	3



Escala: 1:5

Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido sin autorización del autor.

Dibujado por:
Jorge F.

Fecha:
26/02/2010

Revisado por:
I. Iváñez

Fecha:
26/02/2010

Diseñado por:
Jorge F.

Fecha:
26/02/2010

Escuela Politécnica Superior
Universidad Carlos III

Título del plano:

Piñón-Moto-reductor

Tam.
A4

Número de pieza:

8

REV
X

Escala: 1:1

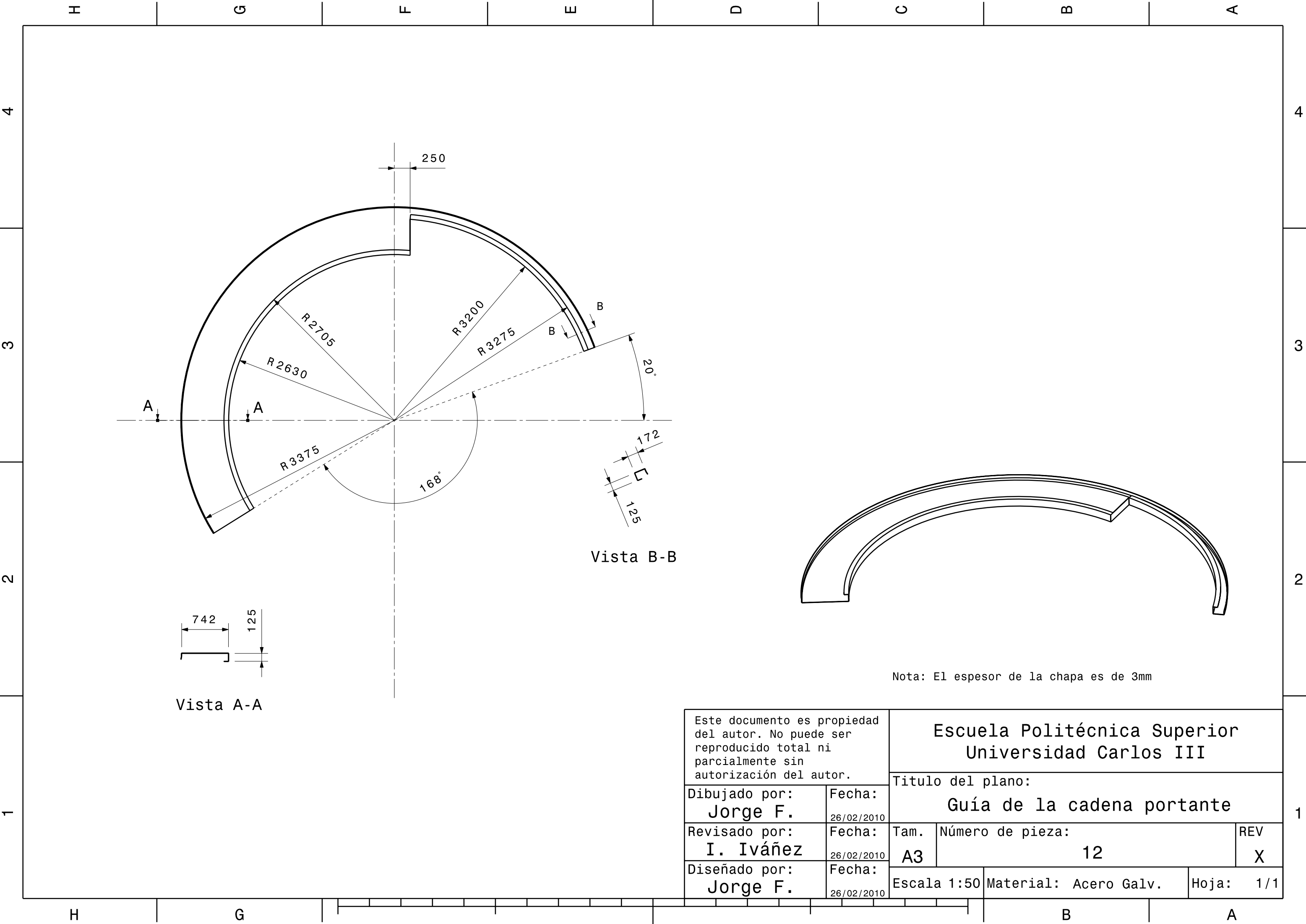
Peso (kg)

XXX

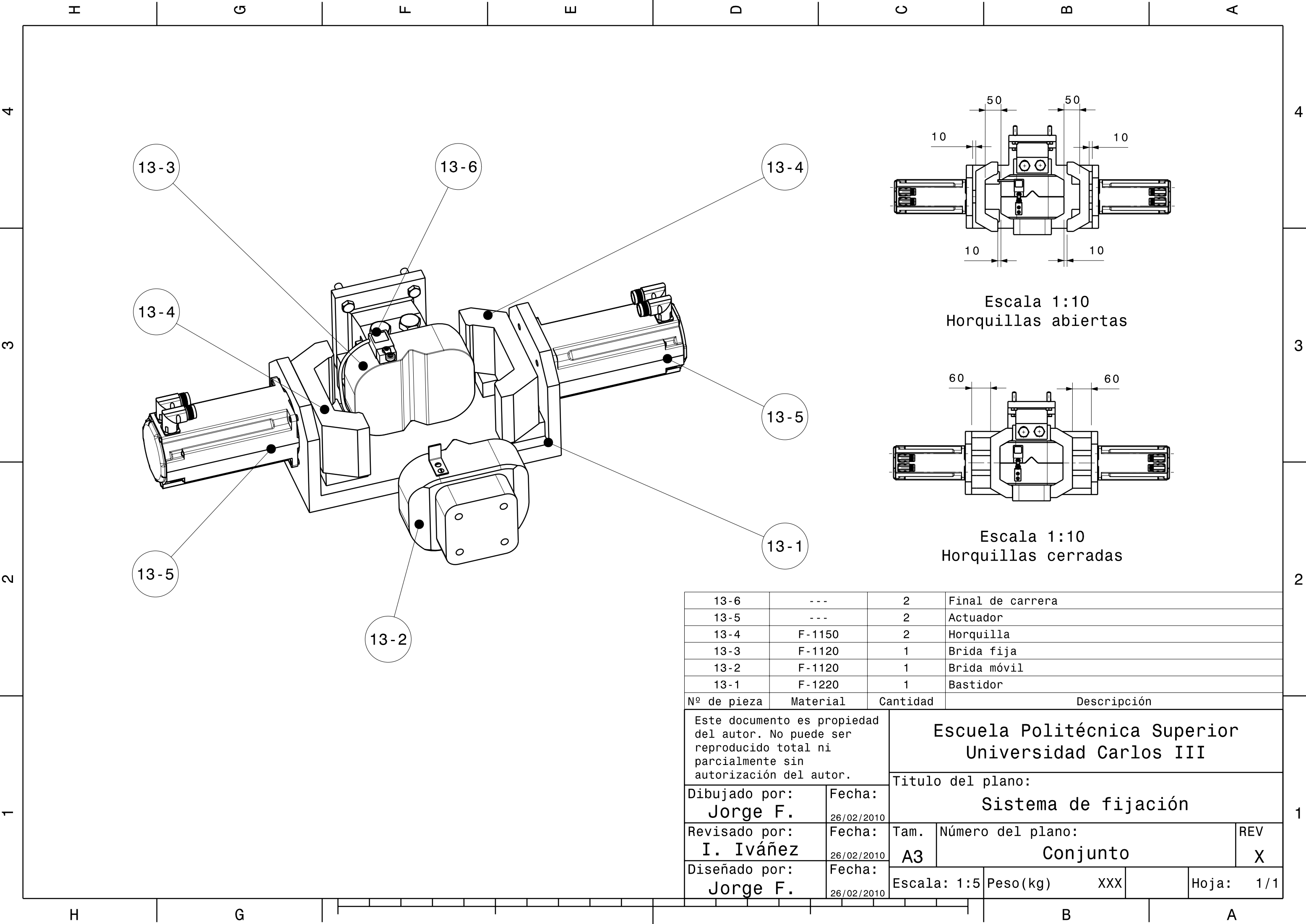
Hoja: 1/1

D

A



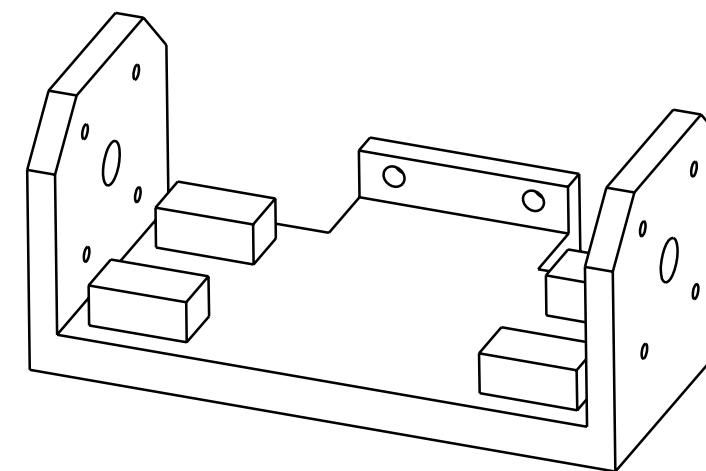
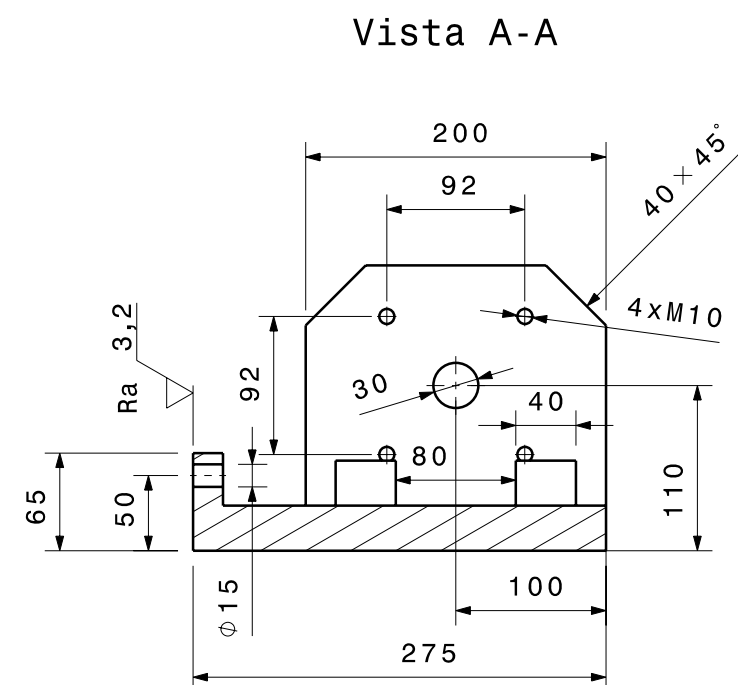
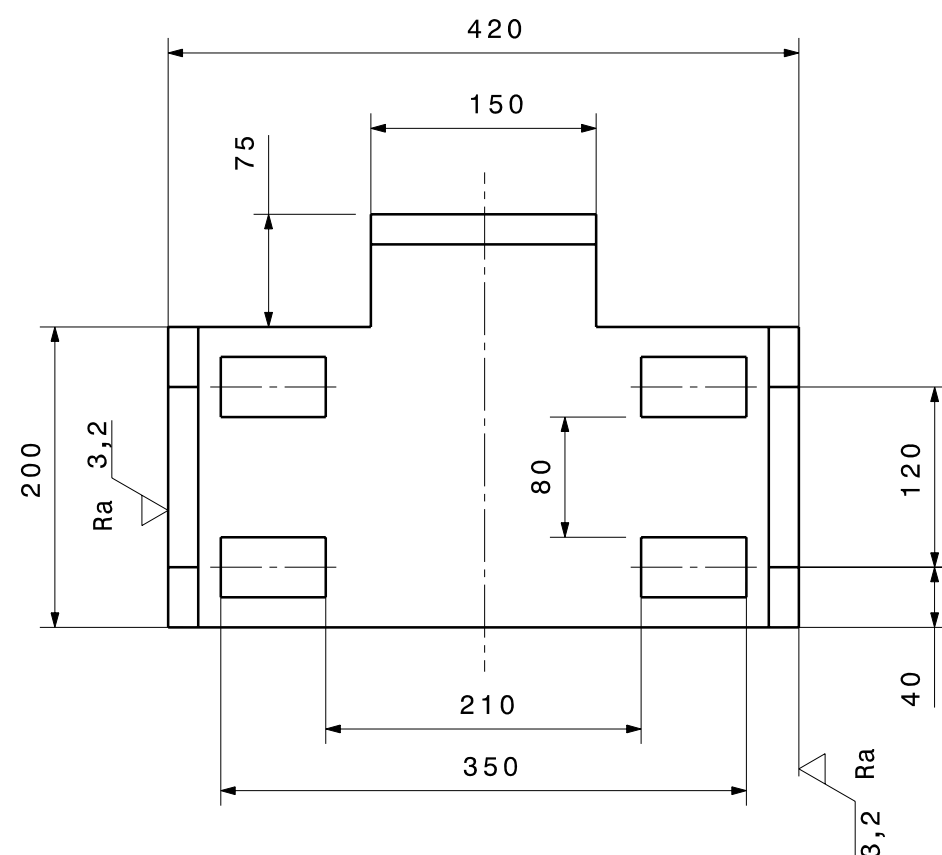
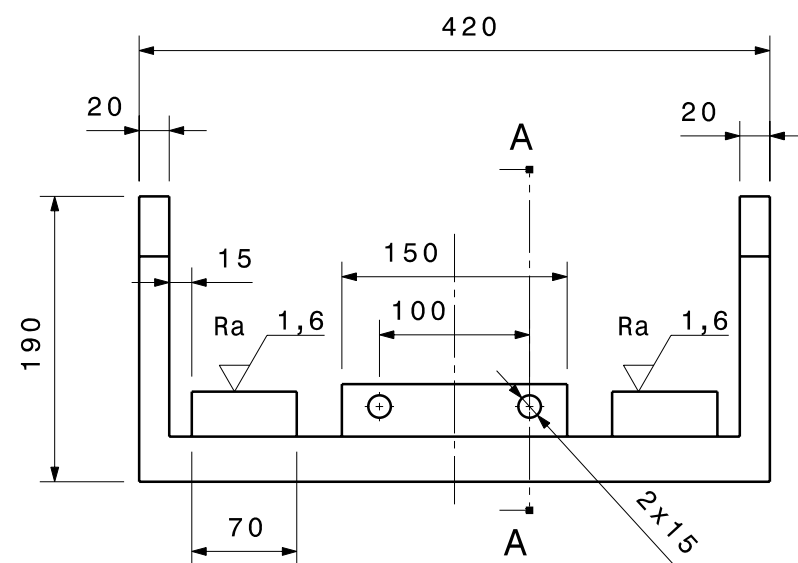
Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.		Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III		
		Titulo del plano: Guía de la cadena portante		
Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Tam. A3	Número de pieza: 12	REV X
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010	Escala 1:50		Material: Acero Galv.
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Hoja: 1/1		



Escala 1:10
Horquillas abiertas

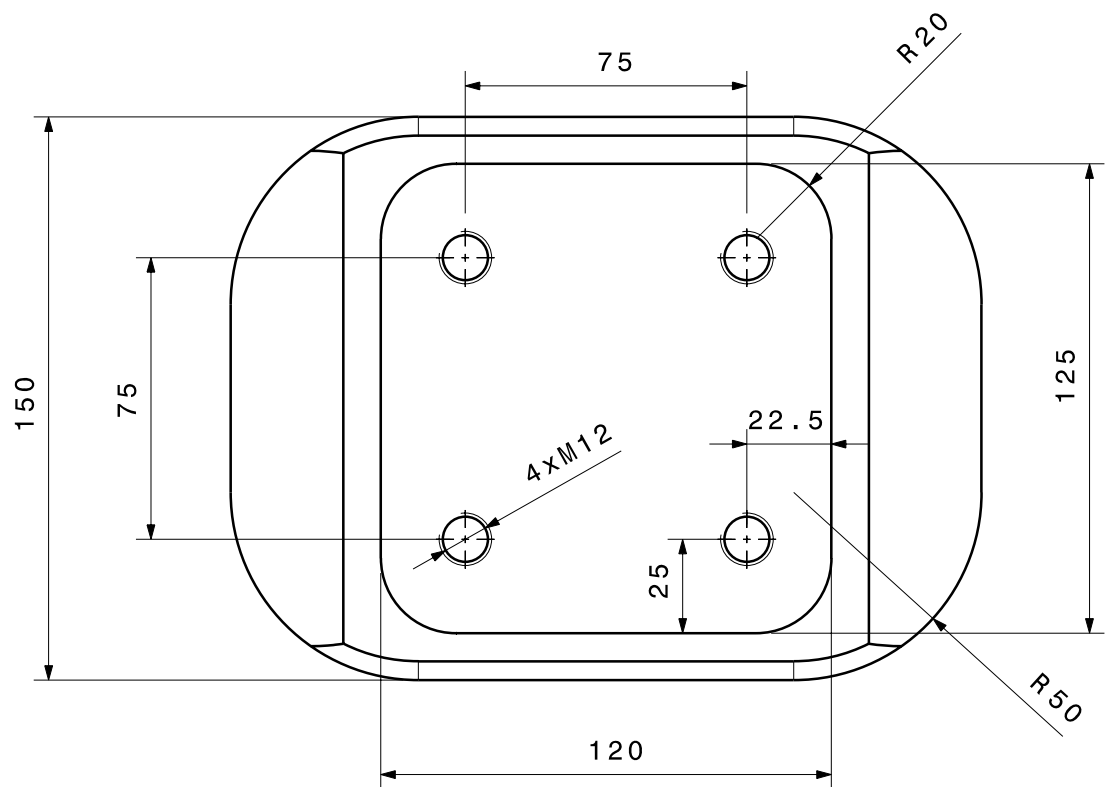
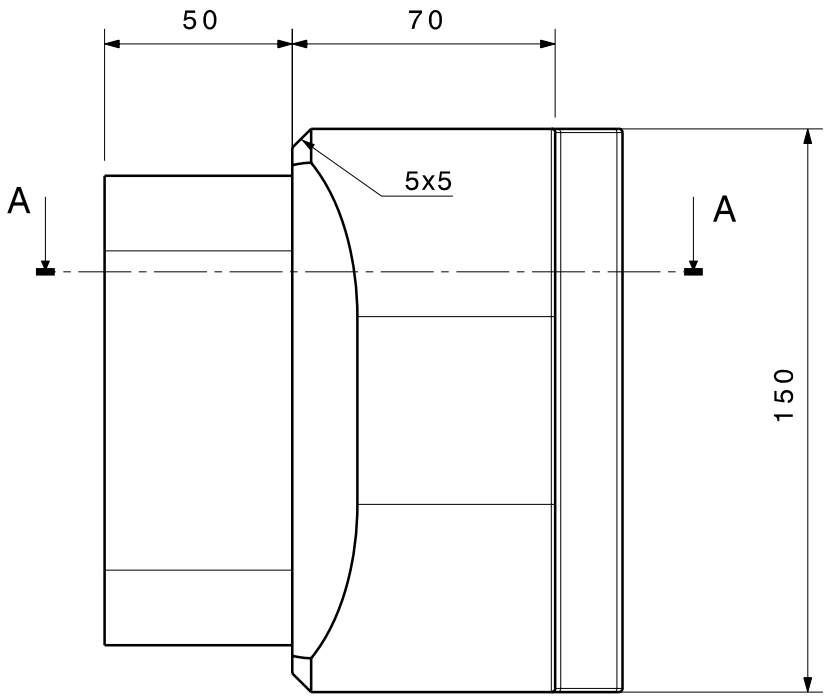
Escala 1:10
Horquillas cerradas

13-6	---	2	Final de carrera		
13-5	---	2	Actuador		
13-4	F-1150	2	Horquilla		
13-3	F-1120	1	Brida fija		
13-2	F-1120	1	Brida móvil		
13-1	F-1220	1	Bastidor		
Nº de pieza	Material	Cantidad	Descripción		
Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.			Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III		
			Titulo del plano: Sistema de fijación		
Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Tam. A3		Número del plano: Conjunto	REV X
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010	Escala: 1:5		Peso(kg) XXX	Hoja: 1/1
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010				

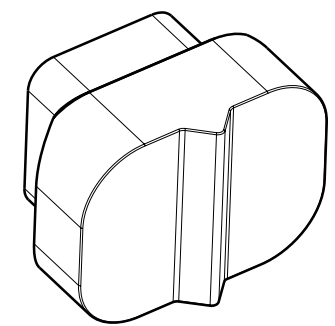
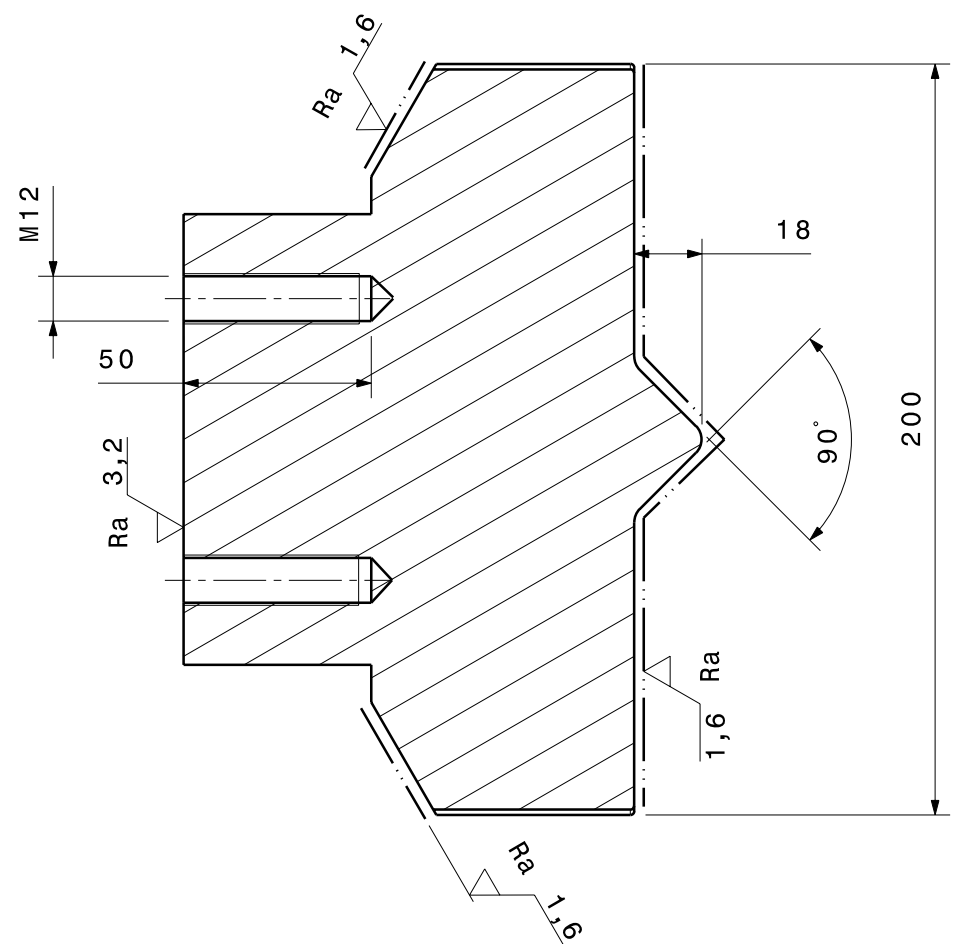


Escala 1:10

Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.		Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III			
		Titulo del plano: Bastidor			
Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Tam. A3	Número de pieza: 13-1		REV X
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010				
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Escala: 1:5	Material: F-1220		Hoja: 1/1

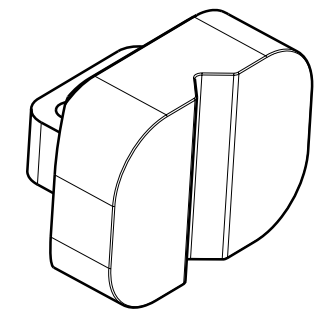
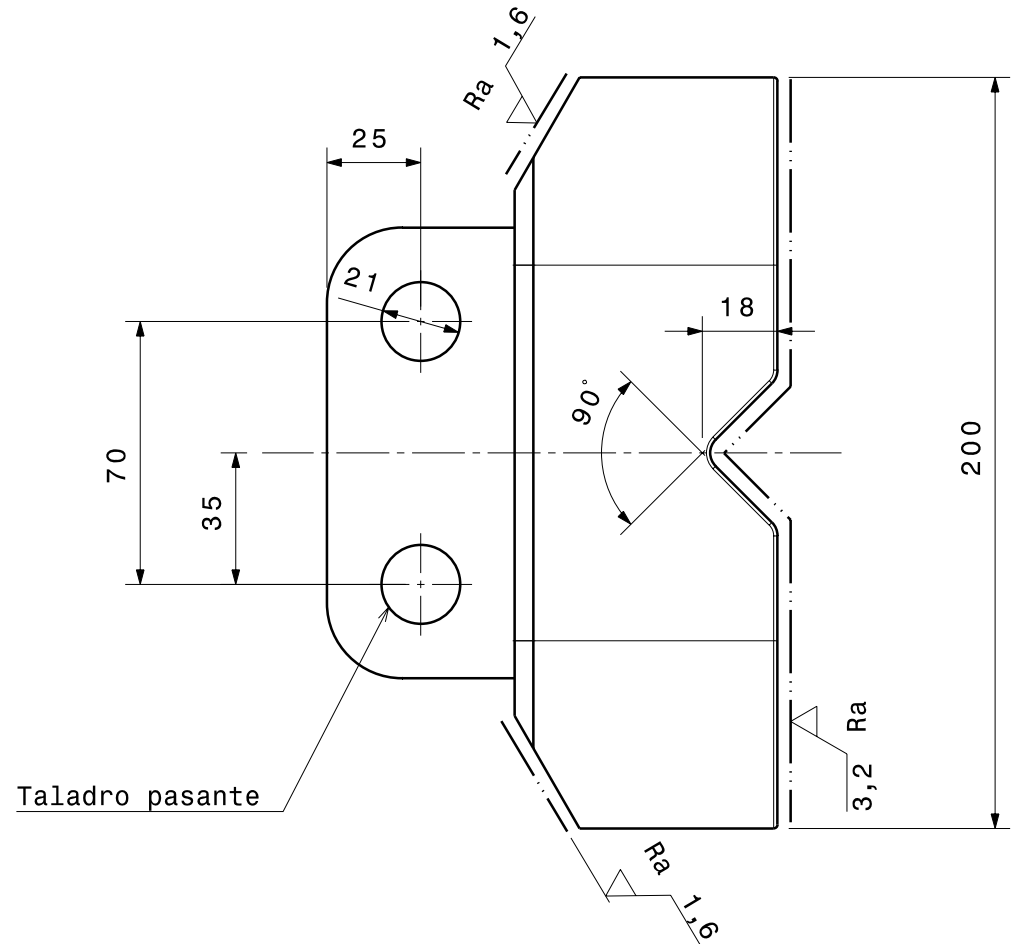
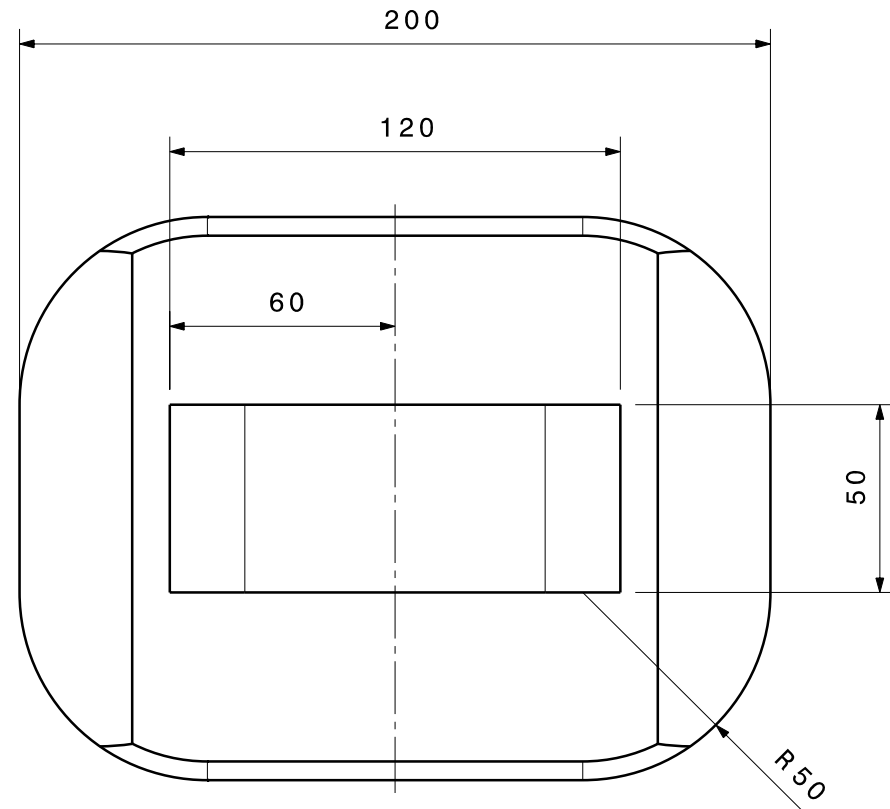
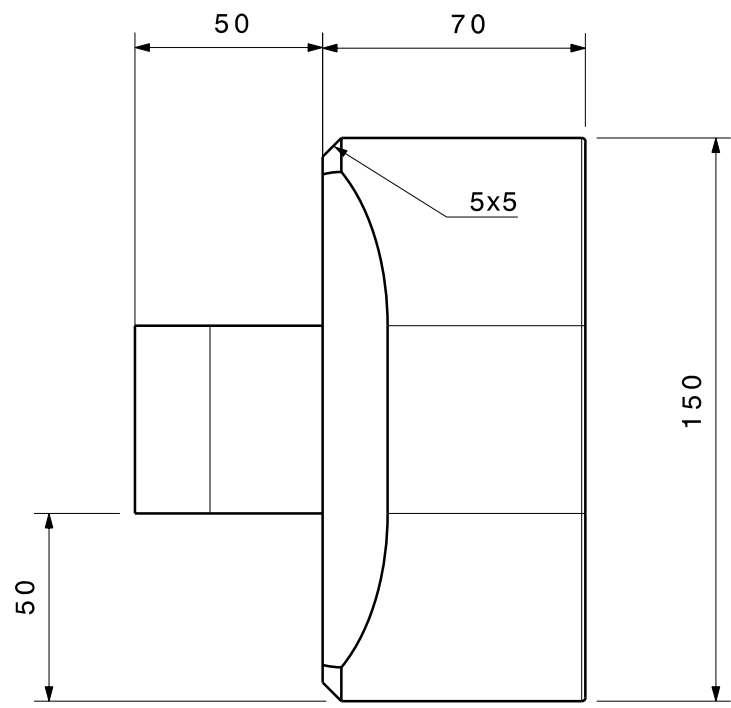


Vista A-A



Escala 1:5

Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.		Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III			
		Titulo del plano: Brida móvil			
Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Tam. A3	Número de pieza: 13-2		REV X
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010	Escala: 1:2		Material: F-1120	Hoja: 1/1
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010				

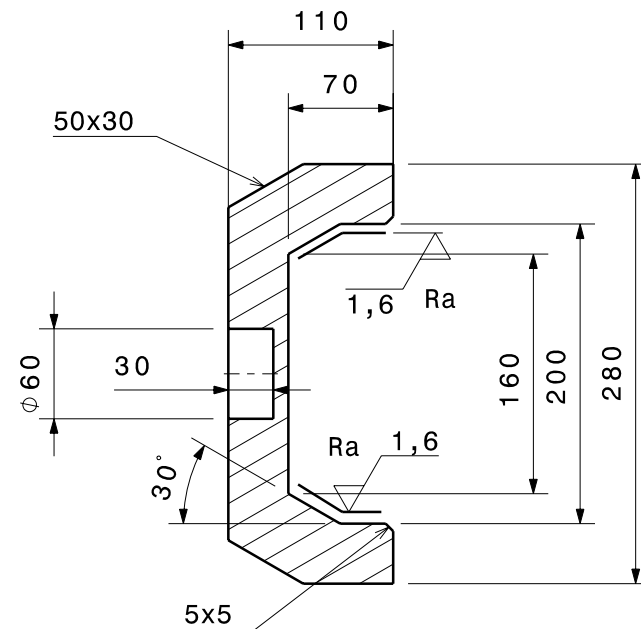
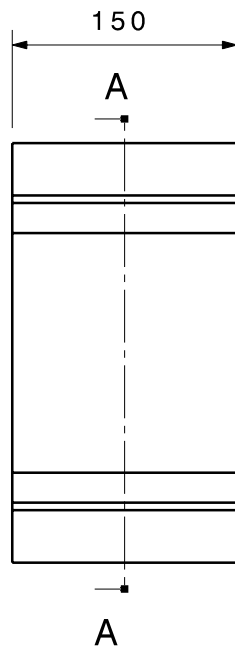


Escala 1:5

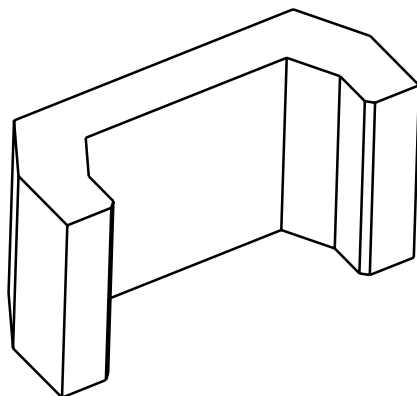
Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.		Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III			
		Titulo del plano: Brida fija			
Dibujado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010	Tam. A3	Número de pieza: 13-3		REV X
Revisado por: I. Iváñez	Fecha: 26/02/2010	Escala: 1:2		Material: F-1120	Hoja: 1/1
Diseñado por: Jorge F.	Fecha: 26/02/2010				

4
3
2
1

D C B A



Vista A-A



Este documento es propiedad del autor. No puede ser reproducido total ni parcialmente sin autorización del autor.		Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III			
Dibujado por: Jorge F.		Fecha: 26/02/2010			
Revisado por: I.Iváñez		Fecha: 26/02/2010			
Diseñado por: Jorge F.		Fecha: 26/02/2010			
Titulo del plano: Horquilla		Tam. A4	Número de pieza: 13-4		REV X
Escala: 1:5		Material F-1150		Hoja: 1/1	

D C B A

4
3
2
1

ANEXO B

-CATALOGO DEL
SISTEMA DE GUIADO-

Guía de movimiento en arco THK tipo HCR

La guía de movimiento en arco tipo HCR es una guía de precisión única para la realización de movimientos muy precisos circulares y en arcos. Mediante la guía de movimiento en arco THK ha desarrollado una serie con un concepto novedoso, basado en la guía de movimiento lineal tipo HSR comprobada en multitud de ocasiones y que soporta cargas uniformes en todas las direcciones principales.

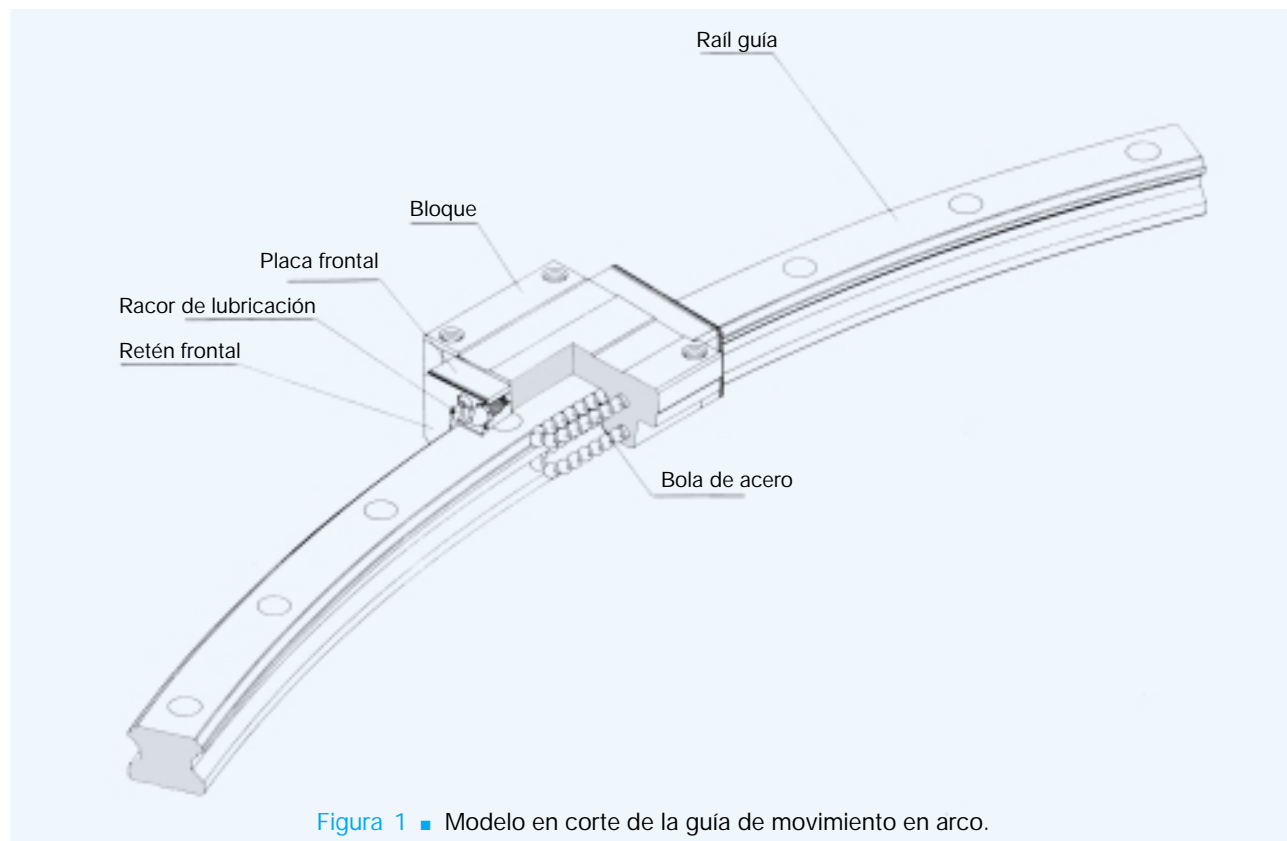


Figura 1 ■ Modelo en corte de la guía de movimiento en arco.

Estructuras y características

Mayor libertad para la construcción

En comparación con aplicaciones con cojinetes de bolas giratorias o rodillos en cruceta, pueden efectuarse movimientos individuales independientes entre ellos, según cual sea la disposición de los bloques guía. Además puede simplificarse la construcción, pudiéndose ubicar los bloques guía en los centros de gravedad de apoyo de las cargas.

Montaje sencillo

De lo contrario de lo que sucede con las soluciones de hasta ahora con guías de deslizamiento o rodillos de apoyo, puede realizarse sin problemas un movimiento sin juegos y preciso. Los bloques y los raíles pueden montarse fácilmente mediante tornillos.

Estructura sencilla

La estructura básica de la guía de movimiento en arco equivale a los principios de la construcción compacta y de las capacidades de carga iguales en todas las direcciones de la comprobada guía de movimiento lineal tipo HSR.

Instalaciones económicas para movimientos circulares

Cuanto mayor sea el radio del movimiento circular, tanto más económica será su realización. Incluso pueden lograrse sin problemas a movimientos circulares con diámetros mayores que 5 m mediante la guía de movimiento en arco tipo HCR, movimientos que con apoyos giratorios convencionales no pueden realizarse. Increíblemente sencillos son el montaje, el desmontaje y un posterior nuevo montaje.

Principales campos de aplicación

Los principales campos de aplicación son instalaciones ópticas de medición, máquinas rectificadoras de utilajes, aparatos medicinales, como ser TAC, escáneres y camillas, escenarios, torres automáticas de aparcamientos, máquinas de esparcimiento, cambiadores de utilajes, tornos, instalaciones de inclinación para básculas de péndulo y tomas de corriente de tijera, amortiguadores de oscilaciones de protección contra terremotos, etc.

Capacidades de carga

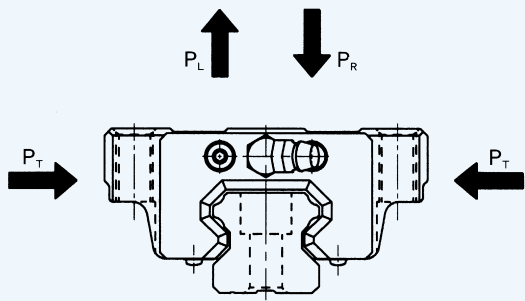


Figura 2

La guía de movimiento en arco del tipo HCR soporta cargas desde todas la direcciones principales (radial, radial inversa y tangencial).

Las capacidades de carga son iguales en todas las direcciones principales y están definidas para un bloque guía sobre un raíl. Se les indica más atrás en la tablas de dimensiones.

Carga equivalente

La carga equivalente de un bloque guía con cargas simultáneas desde diferentes direcciones, se calculará de la siguiente manera:

$$P_E = P_R (P_L) + P_T$$

- P_E : = Carga equivalente (N)
 - radial
 - radial inversa
 - tangencial
- P_R : = Carga radial (N)
- P_L : = Carga radial inversa (N)
- P_T : = Carga tangencial (N)

Grados de precisión

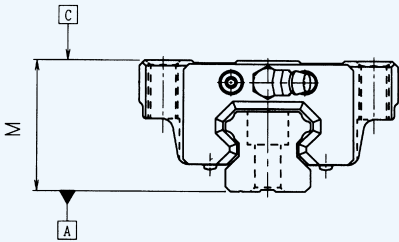


Figura 3

La guía de movimiento en arco tipo HCR puede suministrarse en el grado normal (sin símbolo) y en el grado de precisión alta (H).

Tabla 2 Grados de precisión. Unidades: mm

Mo- delo	Grados de precisión	Normal —	Alto (H)
HCR 12 15 25 35	Tolerancia de medida para altura M	±0,2	±0,2
	Desviación de la altura entre los pares	0,05	0,03
	Paralelismo de desplazamiento de [C] hacia [A]	Δ C (según figura 4)	
HCR 45 65	Tolerancia de medida para altura M	±0,2	±0,2
	Desviación de la altura entre los pares	0,06	0,04
	Paralelismo de desplazamiento de [C] hacia [A]	Δ C (según figura 4)	

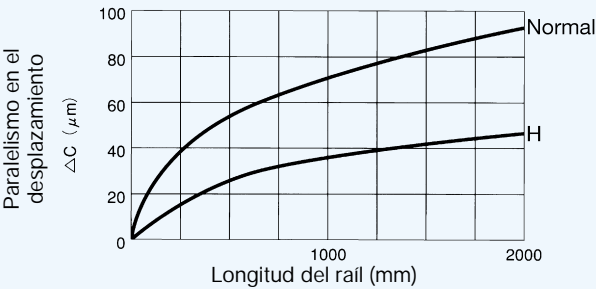


Figura 4 ■ Longitud del rail y paralelismo en el desplazamiento.

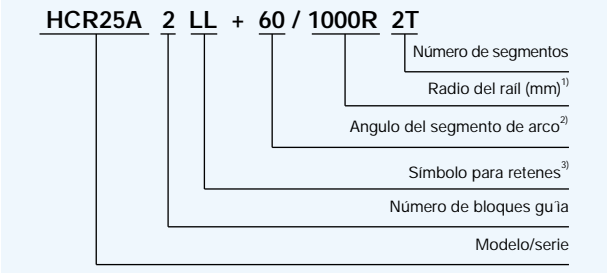
Precarga

En la tabla 3 se indican los grados de precarga con sus correspondientes juegos radiales para los diferentes modelos. En sistemas de guías de movimiento lineal con precarga el juego radial es negativo

Tabla 3 Grados de precarga Unidades: µm

Modelo \ Símbolo	Normal	Precarga ligera
	-	C1
HCR12	-3~+3	-6~-2
HCR15	-4~+2	-12~-4
HCR25	-6~+3	-16~-6
HCR35	-8~+4	-22~-8
HCR45	-10~+5	-25~-10
HCR65	-14~+7	-32~-14

Codificación de las referencias



- 1) Cuando se deseen utilizar guías de movimiento en arco que tengan un radio no indicado en la tabla, rogamos contactar THK.
- 2) El ángulo de segmento de arco indicado en la tabla es el ángulo máximo posible de ser fabricado. En el caso de ángulos mayores se fabricarán raíles con uniones.
- 3) Ver para ello el capítulo "protección contra el polvo", más adelante.

Retenes

Para la guía de movimiento en arco del tipo HCR pueden seleccionarse diferentes retenes, según cuales sean las condiciones ambientales.

Las explicaciones para los diferentes tipos de retenes se muestran en la serie HSR(ver pág. 189).

Referencias para pedido de retenes

En la referencia de pedido hay que indicar los retenes deseados mediante los símbolos correspondientes.

La longitud total del bloque guía puede variar según cual sea el tipo de retenes. Véase para ello a la tabla 4 donde se indican las variaciones de la longitud L de los bloques guía.

Tabla 4 Posibilidades de combinaciones con retenes y las consiguientes variaciones de longitud del bloque guía Unidades: mm

Modelo	ohne		UU		SS		DD		ZZ		KK		LL		RR	
HCR12	○	-3,0	○	-	×		×		×		×		×		×	
HCR15	○	-1,9	○	-	○	-	△	5,3	△	1,3	△	6,5	○	-	○	-
HCR25	○	-2,9	○	-	○	-	△	7,7	△	2,5	△	10,1	○	-	○	-
HCR35	○	-3,0	○	-	○	-	△	7,6	△	2,4	△	10,0	○	-	○	-
HCR45	○	-7,0	○	-	○	-	△	7,2	△	5,2	△	12,4	○	-	○	-
HCR65	○	-7,0	○	-	○	-	△	7,2	△	5,2	△	12,4	○	-	○	-

- Nota:
- : posibilidad de combinación disponible
 - ×: ninguna posibilidad de combinación
 - △: la posibilidad de combinación depende del radio

Resistencia del retén

En la tabla 5 se indican los valores máximos de la resistencia de retén para un bloque lubricado con retenes frontales montados.

Tabla 5 Resistencia del retén Unidades: N

Modelo	Resistencia del retén
HCR12	1,2
HCR15	2,0
HCR25	3,9
HCR35	11,8
HCR45	19,6
HCR65	34,3

Indicación de montaje

Altura del asiento y radios de acuerdo

Para facilitar el montaje y obtener una alta precisión, las superficies de unión deberían tener asientos contra los cuales puedan presionarse los bloques y raíles. Para ello se indican las alturas correspondientes de los asientos en la tabla 6.

Los radios de acuerdo de los asientos deberán estar hechos para evitar contactos con los cantos achaflanados del bloque y del rail, debiendo ser menores que los radios máximos indicados en la tabla 6.

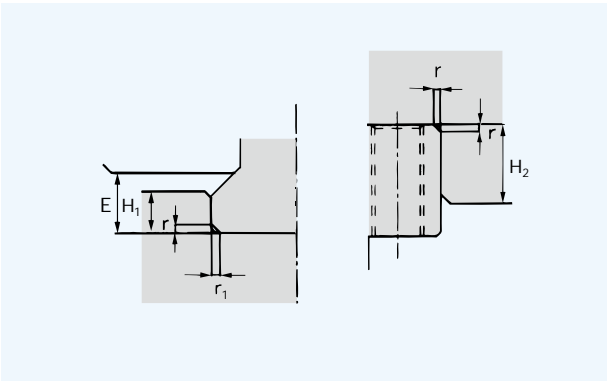


Tabla 6 Alturas de asiento y radios de acuerdo Unidades: mm

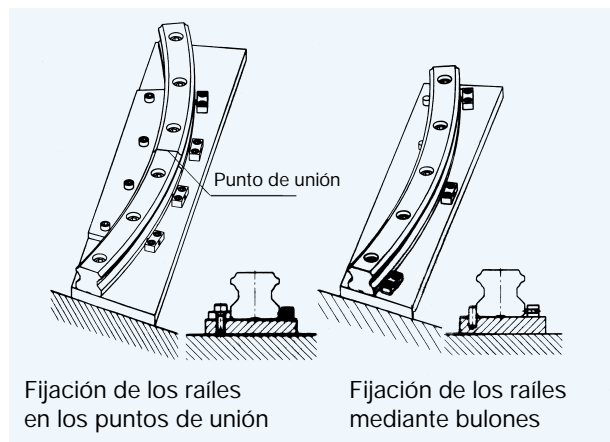
Modelo	Radio de acuerdo r ₁	Radio de acuerdo r ₂	Altura de asiento del rail guía H ₁	Altura de asiento del bloque H ₂	E
HCR12	0,8	0,5	2,6	6	3,1
HCR15	0,5	0,5	3	4	3,5
HCR25	1,0	1,0	5	5	5,5
HCR35	1,0	1,0	6	6	7,5
HCR45	1,0	1,0	8	8	10
HCR65	1,5	1,5	10	10	14

Se ruega tener en cuenta que no se extraiga el bloque del rail, porque si no las bolas se caen del bloque.

Montaje del raíl guía

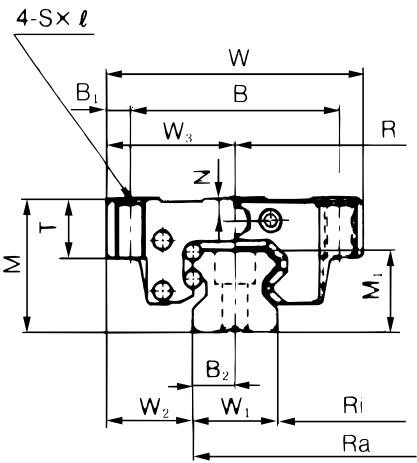
En el montaje de los raíles guía en arco se recomienda de apoyar los raíles en el interior de las uniones a una placa de metal. Normalmente es suficiente alinear y apretar los raíles mediante bulones (ver fig. de abajo). Después de la alineación los raíles son atornillados mediante el momento de apriete correspondiente.

Atención! No extraer el bloque del raíl guía, porque si no las bolas se caen hacia fuera.



Amplias informaciones para el montaje y la alineación de la guía de movimiento en arco tipo HCR están contenidas en unas instrucciones especiales de montaje. Estas se pueden pedir directamente a **THK**.

Tipo HCR



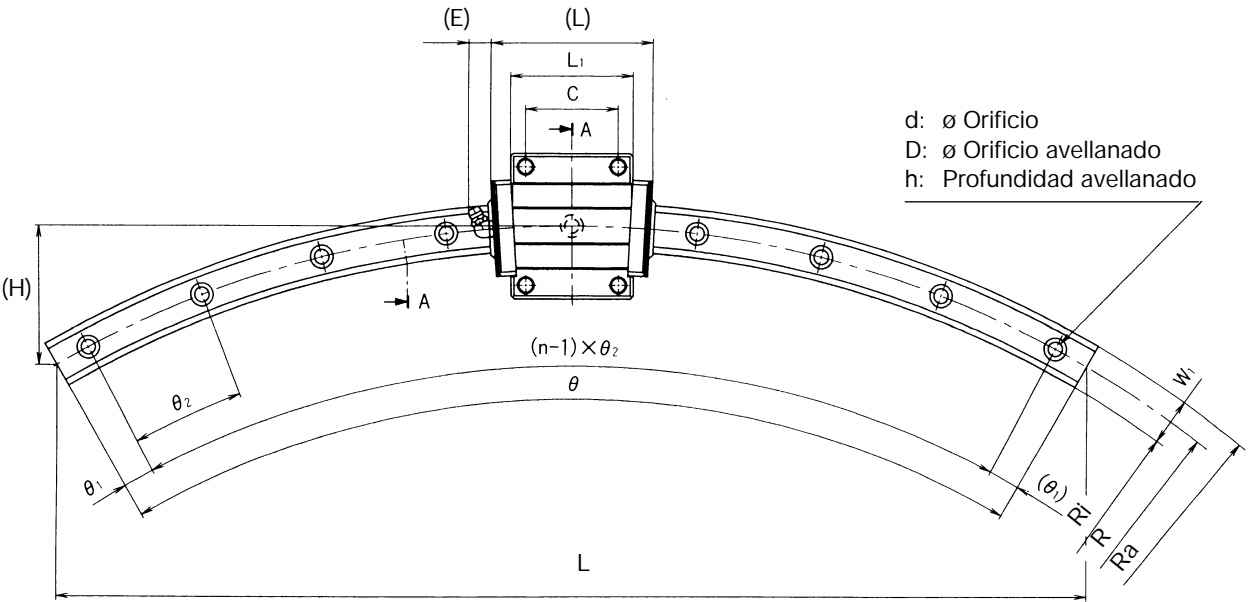
Serie ¹⁾	Dimensiones del bloque												Engrasador		R	Ra
	Ancho W	B	B ₁	Largo L	C	Alto M	S × ℓ	T	L ₁	N	E					
HCR12A + 60/100R	39	32	3,5	44,6	18	18	M4 × 5	5	30,5	3,4	3,5	Engrase de enclavado PB1021B	100	106		
HCR15A + 60/150R	47	38	4,5	56,5	24	24	M5 × 10	11	38,8	4,5	5,5		150	157,5		
HCR15A + 60/300R				53,5	28		M5 × 11						300	307,5		
HCR15A + 60/400R													400	407,5		
HCR25A + 60/500R	70	57	6,5	79,0	45	36	M8 × 16	16	59,5	6,0	12,0	B-M6F	500	511,5		
HCR25A + 60/750R													750	761,5		
HCR25A + 60/1000R													1000	1011,5		
HCR35A + 60/600R	100	82	9,0	105,4	58	48	M10 × 21	21	80,4	8,0	12,0	B-M6F	600	617		
HCR35A + 60/800R													800	817		
HCR35A + 60/1000R													1000	1017		
HCR35A + 60/1300R													1300	1317		
HCR45A + 60/800R	120	100	10,0	139,0	70	60	M12 × 25	25	98,0	10,0	16,0	B-PT1/8	800	822,5		
HCR45A + 60/1000R													1000	1022,5		
HCR45A + 60/1200R													1200	1222,5		
HCR45A + 60/1600R													1600	1622,5		
HCR65A + 60/1000R	170	142	14,0	198,0	106	90	M16 × 37	37	147,0	19,0	16,0	B-PT1/8	1000	1031,5		
HCR65A + 60/1500R													1500	1531,5		
HCR65A + 45/2000R													2000	2031,5		
HCR65A + 45/2500R													2500	2531,5		
HCR65A + 30/3000R													3000	3031,5		

¹⁾ La codificación de las referencias la encontrarán en la pág. 321.

²⁾ Cuando se deseen utilizar guías de movimiento en arco que tengan un radio no indicado en la tabla, rogamos contactar THK .

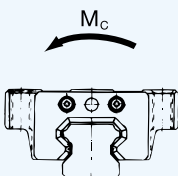
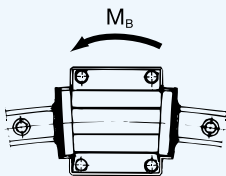
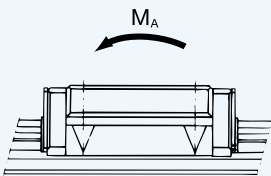
³⁾ El ángulo del segmento de arco indicado en la tabla es el ángulo máximo del que se dispone. En caso de necesitar ángulos mayores se fabricarán raíles con uniones.

⁴⁾ M_A, M_B y M_C son los momentos admisibles para un bloque guía.



Unidades: mm

Dimensiones del raíl guía												Capacidad de carga		Momento estático ⁴⁾ admisible			Peso	
Ri	L	H	Ancho W ₁	W ₂	B ₂	Altura M ₁	d × D × h	n	θ	θ ₁	θ ₂	C [kN]	C ₀ [kN]	M _A [kNm]	M _B [kNm]	M _C [kNm]	Bloque [kg]	Rail [kg]
94,0	100	13,4	12	13,5	6,0	11	3,5×6×5	3	60°	7°	23°	4,7	8,53	0,03	0,03	0,05	0,08	0,087
142,5	150	20,1	15	16,0	7,5	15	4,5×7,5×5,3	3	60°	7°	23°	6,66	10,8	0,07	0,07	0,10	0,2	0,235
292,5	300	40						5	60°	6°	12°	8,33	13,5	0,07	0,07	0,10		0,471
392,5	400	54						7	60°	3°	9°							0,628
488,5	500	67	23	23,5	11,5	22	7×11×9	9	60°	2°	7°	19,9	34,4	0,27	0,27	0,4	0,59	1,728
738,5	750	100						12	60°	2,5°	5°							2,592
988,5	1000	134						15	60°	2°	4°							3,456
583,0	600	80	34	33,0	17,0	29	9×14×12	7	60°	3°	9°	37,3	61,1	0,64	0,64	1,0	1,6	4,147
783,0	800	107						11	60°	2,5°	5,5°							5,529
983,0	1000	134						12	60°	2,5°	5°							6,911
1283,0	1300	174						17	60°	2°	3,5°							8,985
777,5	800	107	45	37,5	22,5	38	14×20×17	8	60°	2°	8°	60,0	95,6	1,3	1,3	2,1	2,8	9,215
977,5	1000	134						10	60°	3°	6°							11,519
1177,5	1200	161						12	60°	2,5°	5°							13,823
1577,5	1600	214						15	60°	2°	4°							18,431
968,5	1000	134	63	53,5	31,5	53	18×26×22	8	60°	2°	8°	141	215	4,2	4,2	6,6	8,5	23,562
1468,5	1500	201						10	60°	3°	6°							35,343
1968,5	1531	152						12	45°	0,5°	4°							35,343
2468,5	1913	190						13	45°	1,5°	3,5°							44,179
2968,5	1553	102						10	30°	1,5°	3°							35,343



Guías de movimiento lineal THK tipo RSR-V/RSR-N/RSR-W/RSH en miniatura

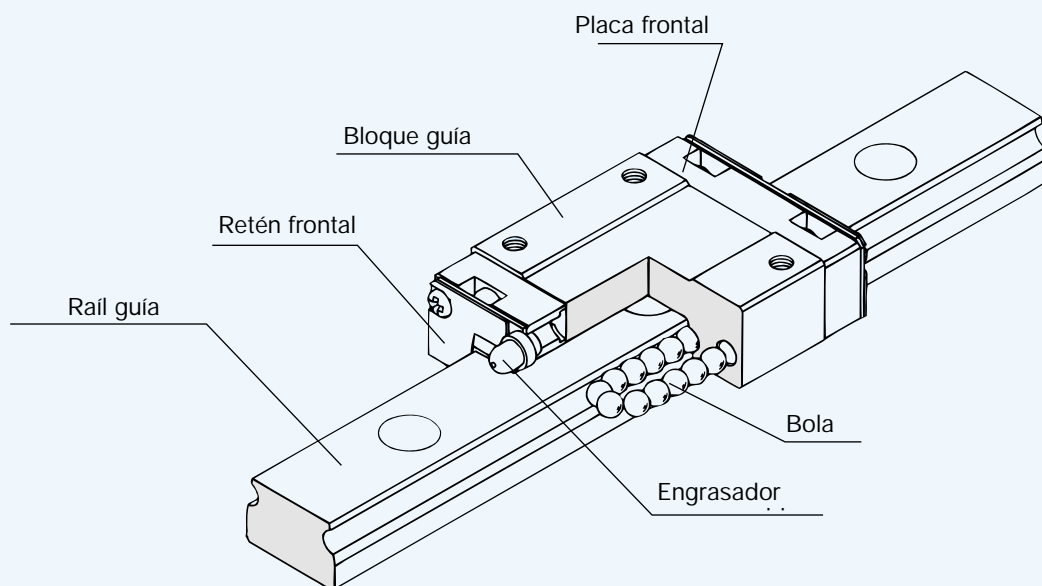


Figura 1 ■ Corte transversal de la guía en miniatura de movimiento lineal tipo RSR-V

Estructura y características

Las guías de movimiento lineal en miniatura THK de las series RSR y RSH son guías miniaturizadas compactas para trayectos no limitados. Mediante la estructura especialmente compacta del bloque guía y las bolas grandes integradas se consigue una alta rigidez del sistema de guía en todas las direcciones.

Montaje nuevo

En comparación con los tipos anteriores, las guías de movimiento lineal en miniatura nuevas de las series RSR y RSH destacan por su marcha más suave. Además con el bloque largo tipo RSR-N se posibilitan características de marcha suave incluso en aplicaciones en vertical, como ser p.ej. en montajes en la pared.

Montaje compacto

Las guías de movimiento lineal en miniatura THK son de construcción extremadamente compacta. El bloque largo tipo RSR-N puede sustituir con un bloque a dos bloques del modelo anterior.

Inoxidables

Las guías de movimiento lineal en miniatura se fabrican con acero inoxidable. Por ello se prestan para aplicaciones en salas blancas, en lugares de alta humedad así como también en aplicaciones sin posibilidades de lubricación.

Misma capacidad de carga en todas las direcciones

Las guías de movimiento lineal en miniatura pueden soportar grandes fuerzas y momentos en un espacio mínimo. Debido al raíl guía conformado de manera más ancha y un número mayor de bolas en el bloque, el tipo RSR-W se presta especialmente para momentos altos. Además este tipo tiene una construcción notablemente más compacta en comparación con guías de disposición paralela de casquillos de bolas.

Grandes posibilidades de selección

Según cual sea el tipo de aplicación, se dispone de tipos adicionales, a parte del tipo RSR:

- Tipo RSR-N con bloque guía largo
- Tipo RSH con Retén de Bolas. Es posible sacar el bloque del raíl guía.

ANEXO C

-CATALOGO DE LA
CADENA PORTANTE-

Price Index



31 Widths
6 Bending Radii



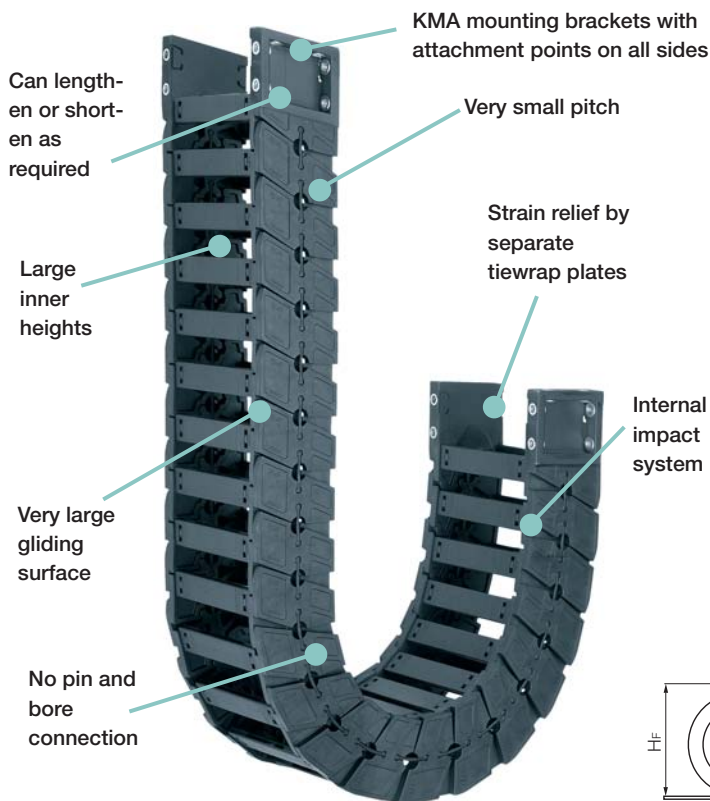
Low-noise design



Interior separation possible

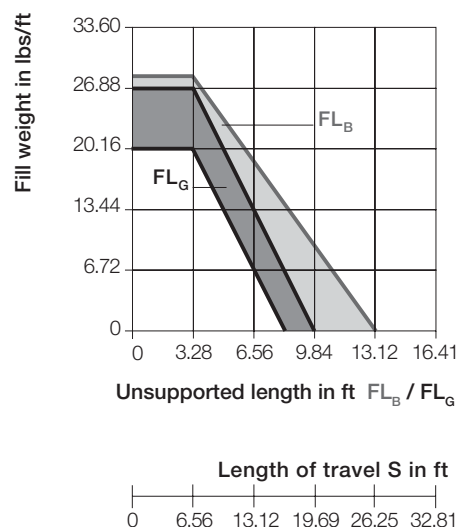


KMA mounting brackets



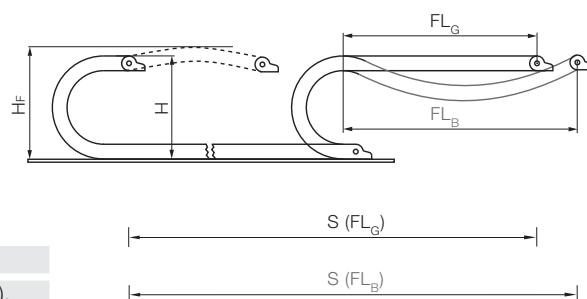
Product Range:

Inner Widths (Bi) inches (mm):	1.97 (50) - 15.75 (400)
Bending Radii (R) inches (mm):	4.53 (115), 5.91 (150), 7.87 (200), 9.84 (250), 11.81 (300), 13.78 (350)
Pitch:	1.97 (50 mm/link) = 6.10 links/ft (20 links/m) 39.37 (1000 mm)



Unsupported length

- FL_B = unsupported with permitted sag
- FL_G = unsupported with straight upper run



Unsupported Energy Chains® ► **Design, Chapter 1**, feature positive camber over short travels. This must be accounted for when specifying the clearance height. Please refer to **Installation dimensions** for further details.

If the unsupported length is exceeded, the Energy Chain®/Tube must glide on itself. This requires a guide trough ► **Design, Chapter 1**



When to use the Series E6-62:



When not to use the Series E6-62:

- Accessories for
► **Guide Troughs, Chapter 9**
- Further information
► **Design, Chapter 1**

- If extremely quiet operation is required
- If very high speeds and/or accelerations are required
- If large stresses and thrust forces are part of the application
- For small bending radii
- When low vibration is important
- For very low wear, suitable for cleanrooms

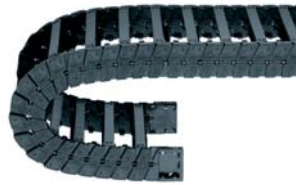
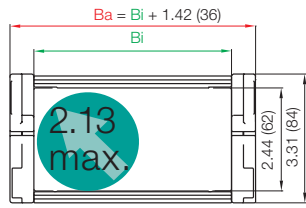
- For side-mounted applications
► **Series 3838 System E4, Chapter 6**
- For RBR (reversed bend radius)
► **Series 3838 System E4, Chapter 6**
- For extremely high additional loads
► **Series 3838 System E4, Chapter 6**

Other Installation Methods:

Vertical, hanging
= max 197 ft (60 m)
Vertical, standing
= max 9.84 ft (3 m)
Rotary
= requires further calculation

- Long travel Max: 328 ft (100 m)

Series E6-62 Energy Chain®



Part No.	Bi	Ba
E6-62-05	1.97 (50)	3.39 (86)
E6-62-06	2.67 (68)	4.09 (104)
E6-62-07	2.95 (75)	4.37 (111)
E6-62-087	3.43 (87)	4.84 (123)
E6-62-10	3.94 (100)	5.35 (136)
E6-62-11	4.25 (108)	5.67 (144)
E6-62-112	4.41 (112)	5.83 (148)
E6-62-12	4.92 (125)	6.34 (161)
E6-62-137	5.39 (137)	6.81 (173)
E6-62-15	5.91 (150)	7.32 (186)
E6-62-162	6.38 (162)	7.80 (198)
E6-62-17	6.61 (168)	8.03 (204)
E6-62-18	6.89 (175)	8.31 (211)
E6-62-187	7.36 (187)	8.78 (223)
E6-62-20	7.87 (200)	9.29 (236)
E6-62-212	8.35 (212)	9.76 (248)

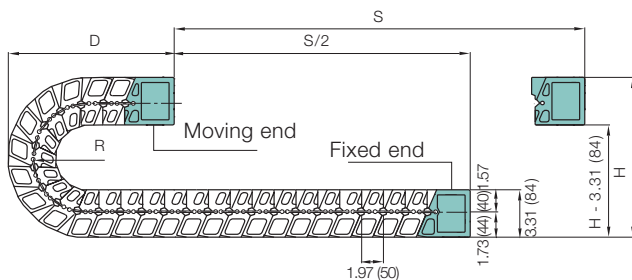
Bending Radii
for ALL Widths

4.53 (115)
5.91 (150)
7.87 (200)
9.84 (250)
11.81 (300)
13.78 (350)

Supplement part no.
with required radius
for example,
E6-62-05-150

Part No.	Bi	Ba
E6-62-23	8.86 (225)	10.28 (261)
E6-62-237	9.33 (237)	10.75 (273)
E6-62-25	9.84 (250)	11.26 (286)
E6-62-262	10.31 (262)	11.73 (298)
E6-62-28	10.83 (275)	12.24 (311)
E6-62-29	11.30 (287)	12.72 (323)
E6-62-30	11.81 (300)	13.23 (336)
E6-62-312	12.28 (312)	13.70 (348)
E6-62-325	12.80 (325)	14.21 (361)
E6-62-337	13.27 (337)	14.69 (373)
E6-62-350	13.78 (350)	15.20 (386)
E6-62-362	14.25 (362)	15.67 (398)
E6-62-375	14.76 (375)	16.18 (411)
E6-62-387	15.24 (387)	16.65 (423)
E6-62-400	15.75 (400)	17.16 (436)

Installation Dimensions

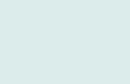


Pitch:	= 1.97 (50 mm) per link
Links per ft (m):	= 6.1 (20)
Total Travel:	= S
Chain length:	= $\frac{S}{2} + K$

R	4.53 (115)	5.91 (150)	7.87 (200)
H*	12.52 (318)	15.28 (388)	19.21 (488)
D	8.22 (209)	9.61 (244)	11.57 (294)
K	18.31 (465)	22.64 (575)	28.74 (730)

R	9.84 (250)	11.81 (300)	13.78 (350)
H*	23.15 (588)	27.08 (688)	31.02 (788)
D	13.54 (344)	15.51 (394)	17.48 (444)
K	35.04 (890)	41.14 (1045)	47.24 (1200)

*The required clearance height is $H_F = H + 3.14$ (80 mm) with 1.34 (2 kg/m) fill weight. Please consult igus® if space is particularly restricted.



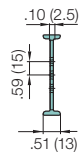
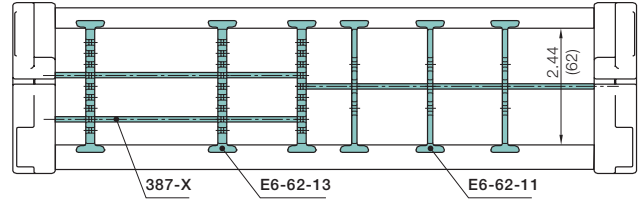
Interior Separation

Vertical Separators and Shelves

Energy Chains® and Energy Tubes can be subdivided both vertically and horizontally using the various interior separation elements.

Side plates, separators and shelves form the basic pattern of a shelf system. Shelves of various widths can be arranged at 9 different heights at .20 (5mm) increments.

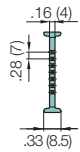
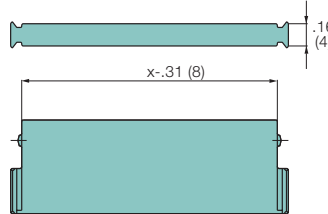
► **Design, Chapter 1** for layout recommendations.



Vertical Separator, slotted

Unassembled **Part No. E6-62-01**

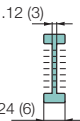
Assembled **Part No. E6-62-11**



Vertical Separator

Unassembled **Part No. E6-62-03**

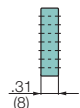
Assembled **Part No. E6-62-13**



Slotted Separator

Unassembled **Part No. 1407**

Assembled **Part No. 1417**



Vertical Separator

Unassembled **Part No. 148**

Assembled **Part No. 149**



Spacer

Unassembled **Part No. 381-10**

Assembled **Part No. 382-10**



Spacer

Unassembled **Part No. 381-15**

Assembled **Part No. 382-15**



Spacer

Unassembled **Part No. 381-20**

Assembled **Part No. 382-20**

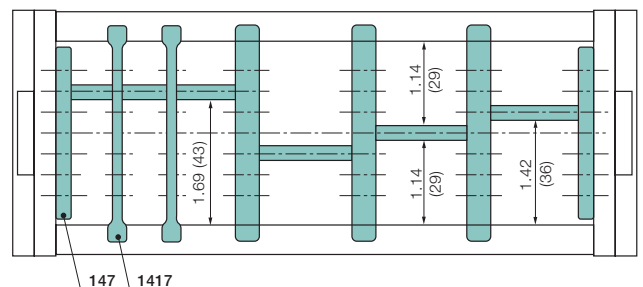
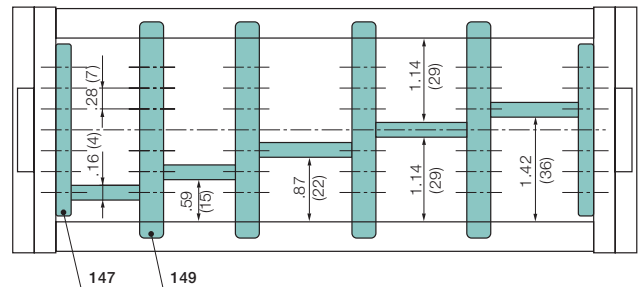


Side Plate

Unassembled **Part No. 146**

Assembled **Part No. 147**

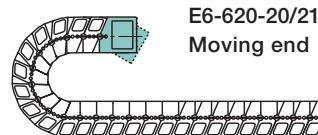
Width X in. (mm)	Part No. Unassembled	Part No. Assembled
.71 (18)	386-18	387-18
.91 (23)	386-23	387-23
.98 (25)	386-25	387-25
1.10 (28)	386-28	387-28
1.30 (33)	386-33	387-33
1.69 (43)	386-43	387-43
1.97 (50)	386-50	387-50
2.13 (54)	386-54	387-54
2.44 (62)	386-62	387-62
2.95 (75)	386-75	387-75
3.43 (87)	386-87	387-87
3.94 (100)	386-100	387-100
4.25 (108)	386-108	387-108
4.92 (125)	386-125	387-125
5.91 (150)	386-150	387-150
6.89 (175)	386-175	387-175
7.87 (200)	386-200	387-200
8.19 (208)	386-208	387-208



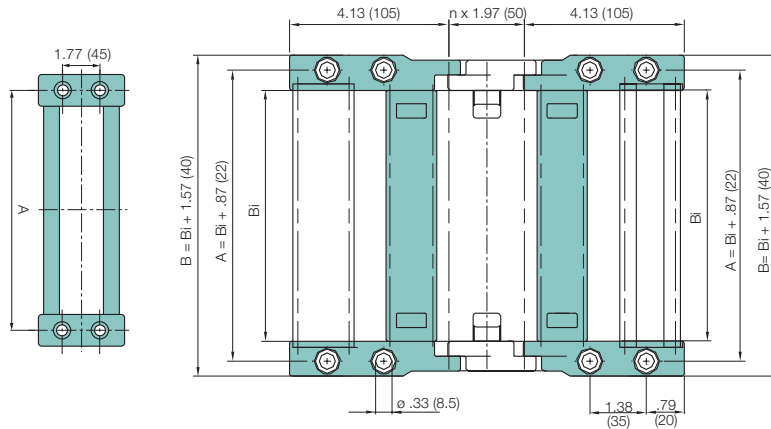
Mounting Brackets

Option: pivoting

- Attachment points on all sides
- Pivots in one direction
- Easy to assemble
- Hole pattern identical to Series 4040



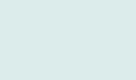
E6-620-10/11
Fixed end



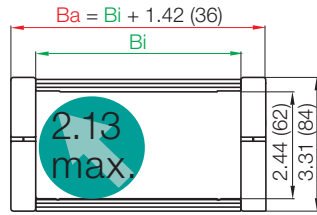
Strain relief tie-wrap plate can snap on crossbar or into profile rail ► **Strain Relief, Chapter 10**

Chain Type	Part No. Full Set without profile rail	Part No. Full Set with profile rail	Dimension A in. (mm)	Dimension B in. (mm)
E6-62-05	E6-620-05-12	E6-620-05-12P	2.83 (72)	3.54 (90)
E6-62-06	E6-620-06-12	E6-620-06-12P	3.54 (90)	4.25 (108)
E6-62-07	E6-620-07-12	E6-620-07-12P	3.82 (97)	4.53 (115)
E6-62-087	E6-620-087-12	E6-620-087-12P	4.29 (109)	5.00 (127)
E6-62-10	E6-620-10-12	E6-620-10-12P	4.80 (122)	5.51 (140)
E6-62-11	E6-620-11-12	E6-620-11-12P	5.12 (130)	5.83 (148)
E6-62-112	E6-620-112-12	E6-620-112-12P	5.28 (134)	5.98 (152)
E6-62-12	E6-620-12-12	E6-620-12-12P	5.79 (147)	6.50 (165)
E6-62-137	E6-620-137-12	E6-620-137-12P	6.26 (159)	6.97 (177)
E6-62-15	E6-620-15-12	E6-620-15-12P	6.77 (172)	7.48 (190)
E6-62-162	E6-620-162-12	E6-620-162-12P	7.24 (184)	7.95 (202)
E6-62-17	E6-620-17-12	E6-620-17-12P	7.48 (190)	8.19 (208)
E6-62-18	E6-620-18-12	E6-620-18-12P	7.76 (197)	8.46 (215)
E6-62-187	E6-620-187-12	E6-620-187-12P	8.23 (209)	8.94 (227)
E6-62-20	E6-620-20-12	E6-620-20-12P	8.74 (222)	9.45 (240)
E6-62-212	E6-620-212-12	E6-620-212-12P	9.21 (234)	9.92 (252)
E6-62-23	E6-620-23-12	E6-620-23-12P	9.72 (247)	10.43 (265)
E6-62-237	E6-620-237-12	E6-620-237-12P	10.20 (259)	10.91 (277)
E6-62-25	E6-620-25-12	E6-620-25-12P	10.71 (272)	11.42 (290)
E6-62-262	E6-620-262-12	E6-620-262-12P	11.18 (284)	11.89 (302)
E6-62-28	E6-620-28-12	E6-620-28-12P	11.69 (297)	12.40 (315)
E6-62-29	E6-620-29-12	E6-620-29-12P	12.17 (309)	12.87 (327)
E6-62-30	E6-620-30-12	E6-620-30-12P	12.68 (322)	13.38 (340)
E6-62-312	E6-620-312-12	E6-620-312-12P	13.15 (334)	13.86 (352)
E6-62-325	E6-620-325-12	E6-620-325-12P	13.66 (347)	14.37 (365)
E6-62-337	E6-620-337-12	E6-620-337-12P	14.13 (359)	14.84 (377)
E6-62-350	E6-620-350-12	E6-620-350-12P	14.65 (372)	15.35 (390)
E6-62-362	E6-620-362-12	E6-620-362-12P	15.12 (384)	15.83 (402)
E6-62-375	E6-620-375-12	E6-620-375-12P	15.63 (397)	16.33 (415)
E6-62-387	E6-620-387-12	E6-620-387-12P	16.10 (409)	16.81 (427)
E6-62-400	E6-620-400-12	E6-620-400-12P	16.61 (422)	17.32 (440)

PDF: www.igus.com/echainpdf.asp
 Specs/CAD/RFQ: www.igus.com/echain.asp
 RoHS info: www.igus.com/RoHS.asp



Order example



1. Chain selection:

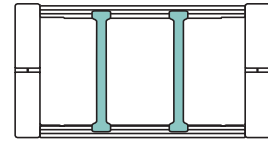
E6-62-10-075-0

- Color black
- Radius
- Width
- Chain type

2. Mounting brackets:

E6-620-10-12

- Full set
- Chain width
- Single-sided, pivoting



3. Interior separation:

2 separators assembled every other link (Part No. E6-62-11).
Alternative interior separation configuration according to design layout possible.

For 6.56 ft (2 m) chain, color black, with pivoting mounting brackets

6.56 ft (2 m) E6-62-10-075-0 and E6-620-10-12

40 links — 6.1 links/ft (20 links/m)

Technical data

Chain Type	Weight	
	(lbs/ft)	(kg/m)
-05	2.163	(3.218)
-06	2.204	(3.280)
-07	2.221	(3.305)
-087	2.249	(3.346)
-10	2.279	(3.391)
-11	2.298	(3.419)
-112	2.307	(3.433)
-12	2.337	(3.478)
-137	2.365	(3.519)
-15	2.396	(3.565)
-162	2.423	(3.606)
-1	2.438	(3.627)
-18	2.454	(3.651)
-187	2.482	(3.693)
-20	2.512	(3.738)
-212	2.540	(3.779)
-23	2.571	(3.825)
-237	2.598	(3.866)
-25	2.628	(3.911)
-262	2.657	(3.953)
-28	2.687	(3.998)
-29	2.714	(4.039)
-30	2.745	(4.085)
-312	2.773	(4.126)
-325	2.803	(4.171)
-337	2.831	(4.213)
-350	2.862	(4.258)
-362	2.889	(4.299)
-375	2.920	(4.345)
-387	2.948	(4.386)
-400	2.978	(4.431)

● Details of material properties

► Design, Chapter 1

Guide Troughs

Crossbar Width
E6-62-10-115-0

	Dimension D	Installation Part No.
-05	3.58 (91)	*
-06	4.29 (109)	94-50-225
-07	4.57 (116)	94-50-225
-087	5.04 (128)	94-50-250
-10	5.55 (141)	94-50-250
-11	5.87 (149)	94-50-275
-112	6.02 (153)	94-50-275
-12	6.54 (165)	94-50-275
-137	7.01 (178)	94-50-300
-15	7.52 (191)	94-50-300
-162	7.99 (203)	94-50-325
-17	8.23 (209)	94-50-325
-18	8.50 (216)	94-50-325
-187	8.98 (228)	94-50-350
-20	9.49 (241)	94-50-350
-212	9.96 (253)	94-50-375
-23	10.47 (266)	94-50-375
-237	10.95 (278)	94-50-400
-25	11.46 (291)	94-50-400
-262	11.93 (303)	94-50-425
-28	12.44 (316)	94-50-425
-29	12.91 (328)	94-50-450
-30	13.43 (341)	94-50-450
-312	13.90 (353)	94-50-475
-325	14.41 (366)	94-50-475
-337	14.88 (378)	94-50-500
-350	15.39 (391)	94-50-500
-362	15.87 (403)	94-50-525
-375	16.38 (416)	94-50-525
-387	16.85 (428)	94-50-550
-400	17.36 (441)	94-50-550

Guide troughs are used with applications where the upper run of the Energy Chain® glides on the lower run. If using igus® steel guide troughs, the following components are required:

- Full travel length of guide trough
Part Number 94-30
- 1/2 travel length of glide bars
Part Number 93-01
- Installation sets as end connectors
Part Number 94-50-XX

-XX indicates the length of the profile rail on which the guide trough is mounted. The values and part numbers are specified in the table on the left. The standard length of the trough components and glide bars is 6.56 ft (2 m.) The required overall length of the guide trough directly correlates to the length of travel.

Example:

Length of travel 164 ft (50 m)
Center mounted

Required guide troughs:

164 ft (50 m) guide trough
82 ft (25 m) glide bar

= 25 sections of 6.56 ft
(2 m) guide trough

Part No. 94-30

= 13 sections of 6.56 ft (2 m) glide bar

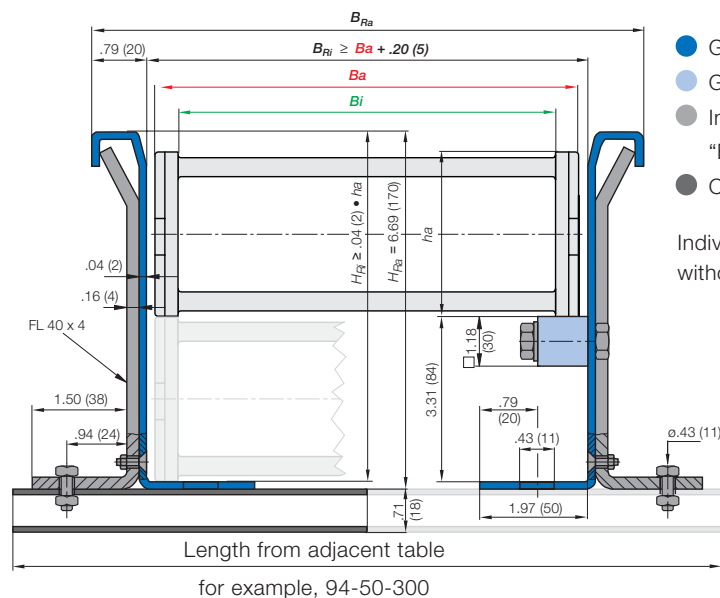
Part No. 93-01

Required number of installation sets:

= Number of guide trough components + 1
= 25 + 1 = 26

Part number of the installation sets

Example: 94-50-400 for 15.75" (400 mm) long profile rail.



- Guide trough
- Glide bars
- Installation set "Basic"
- C-profile rail

Individual attachment without profile rail

* Specialized guide trough available upon request

Standard length profile rail

